

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ÚPRAVA ČERPACÍ STANICE A VÝTLAČNÉHO ŘADU SUROVÉ VODY DO LOKALITY JETE PRO ZVAŽOVANÉ PŘÍKLADY VÝSTAVBY NOVÝCH JADERNÝCH ZDROJŮ.

ADJUSTMENT OF THE PUMPING STATION AND DELIVERY PIPELINE OF THE RAW WATER TO
LOCATION OF JETE FOR CONSIDERED BUILDING UP OF NEW NUCLEAR SOURCES.

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RADEK HEJNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. VLADIMÍR HABÁN, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radek Hejný

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

**Úprava čerpací stanice a výtlačného řadu surové vody do lokality JETE pro
zvažované příklady výstavby nových jaderných zdrojů.**

v anglickém jazyce:

**Adjustment of the pumping station and delivery pipeline of the raw water to
location of JETE for considered building up of new nuclear sources.**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout vhodnou úpravu čerpací stanice Hněvkovice a výtlačného řadu surové vody do Jaderné elektrárny Temelín pro zvažované nové jaderné zdroje o výkonu 2x1000MW, 2x1600MW a 2x1700MW.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout možné úpravy čerpací stanice pro zvažované nové jaderné zdroje.

Seznam odborné literatury:

Interní dokumentace JETE a čerpací stanice Hněvkovice týkající se dané problematiky.
Výsledky garančního měření čerpací stanice Hněvkovice.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 24.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Cílem diplomové práce „Úprava čerpací stanice a výtlačného řadu surové vody do lokality JETE pro zvažované příklady výstavby nových jaderných zdrojů“ je zhodnotit schopnost stávající čerpací stanice Hněvkovice dostatečně zásobovat surovou vodou Jadernou elektrárnu Temelín v případě výstavby nových jaderných zdrojů a případně navrhnou vhodné úpravy čerpacího systému pro navýšení dodávek nad možnosti současné koncepce.

Klíčová slova

čerpací stanice, čerpadlo, výtlačný řad, surová voda, potrubí

Annotation

The task of the diploma thesis „Adjustment of the pumping station and delivery pipeline of the raw water to location of JETE for considered building up of new nuclear sources“ is to figure out a capability of the pumping station Hněvkovice to draw a sufficient capacity of a raw water to the Temelín nuclear power plant. In case of necessity, it designs useful adjustment of a pumping station and deliver pipeline for increasing the raw water delivery rate.

Key words

pumping station, pump, delivery pipeline, raw water, pipeline

Bibliografická citace

HEJNÝ, R. *Úprava čerpací stanice a výtlačného řadu surové vody do lokality JETE pro zvažované příklady výstavby nových jaderných zdrojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím dovolené literatury a pomoci vedoucího práce Ing. Vladimíra Habána, Ph.D.

.....

Radek Hejný

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce, dále Ing. Pavlu Ambrozovi a Ing. Václavu Mareškovi, Ph.D. za pomoc při získávání potřebných informací z provozu JETE. Velký dík patří mé rodině za podporu, kterou mi věnovala během mého studia.

Obsah

| | |
|---|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Popis stávajícího stavu čerpací stanice Hněvkovice a výtlačného řadu | 13 |
| 1.2 Základní charakteristiky čerpadla SIGMA HVBW 600 | 14 |
| 1.2.1 Stanovení příkonové charakteristiky čerpadla | 16 |
| 1.2.2 Stanovení $Q - Y$ charakteristiky čerpadla | 17 |
| 1.2.3 Stanovení $Q - \eta$ charakteristiky čerpadla | 19 |
| 1.2.3 Stanovení $Q - Y$ charakteristiky čerpadla se ztrátami v čerpací stanici | 21 |
| 2. Stanovení hydraulického odporu výtlačného řadu | 24 |
| 2.1 Stanovení hydraulického odporu výtlačného řadu teoretickým výpočtem | 24 |
| 2.2 Stanovení celkového hydraulického odporu řadu z hodnot získaných měření | 26 |
| 3 Stanovení spotřeby průmyslové vody pro zvažovanou výstavbu nových bloků | 29 |
| 4 Provoz při současném stavu s dvěma bloky 1000 MW _e | 32 |
| 5 Provoz čerpací stanice při provozu stávajících bloků s přístavbou dvou bloků o výkonu 1000 - 1200 MW _e | 34 |
| 5.1 Provoz v případě dostavby dvou bloků VVER 1000 o výkonu 1050 MW _e | 34 |
| 5.2 Provoz v případě dostavby dvou bloků ATMEA o výkonu 1100 MW _e | 35 |
| 5.3 Provoz v případě dostavby dvou bloků AP 1000 o výkonu 1200 MW _e | 35 |
| 6 Úpravy čerpací stanice pro zvýšení možností dodávky | 37 |
| 6.1 Úprava čerpadel SIGMA 600 HVBW | 37 |
| 6.1.1 $Q - Y$ charakteristiky upravených čerpadel | 37 |
| 6.1.2 Účinnostní a příkonová charakteristika upravených čerpadel | 38 |
| 6.2 Výstavba třetího výtlačného řadu DN 1600 | 39 |
| 6 Provoz čerpací stanice při provozu stávajících bloků s přístavbou dvou bloků o výkonu 1600 - 1700 MW _e | 41 |
| 6.1 Provoz v případě dostavby dvou bloků EPR 1600 o výkonu 1600 MW _e | 41 |
| 6.2 Provoz v případě dostavby dvou bloků APWR 1700 o výkonu 1700 MW _e | 43 |
| 7 Vliv opravy výtlačných řadů na hydraulické ztráty | 45 |
| 8 Kontrola protirázové ochrany pro zvýšený průtok | 47 |
| 8.1 Metoda charakteristik a odvození okrajových podmínek | 47 |
| 8.1.1 Přenosová rovnice pro větrník protirázové ochrany | 47 |
| 8.1.2 Odvození okrajové podmínky pro čerpadlo | 49 |

| | |
|--|----|
| 8.1.3 Odvození společné okrajové podmínky pro čerpadlo a větrník | 50 |
| 8.2 Sestavení matematického modelu výtlačného řadu | 51 |
| 8.3 Simulace startů čerpadel..... | 53 |
| 8.4 Simulace výpadků čerpadel..... | 55 |
| 8.4.1 Výpadek tří čerpadel s upraveným kolem..... | 55 |
| 8.4.2 Výpadek jednoho a dvou čerpadel s upraveným oběžným kolem | 56 |
| 9. Závěr..... | 58 |
| 10. Seznam použitých zdrojů | 59 |
| 11. Seznam tabulek, obrázků a grafů | 60 |
| 11.1 Seznam obrázků | 60 |
| 11.2 Seznam tabulek | 60 |
| 11.3 Seznam grafů..... | 60 |
| 12. Seznam použitých zkratk a symbolů | 62 |

Úvod

Se vzrůstající spotřebou energií roste nutnost stavby nových zdrojů elektrické energie, přitom je kladen velký důraz na ekologii výroby a spolehlivost dodávek. Uhlé elektrárny na území České republiky se brzy začnou potýkat s nedostatkem uhlí a tlakem na omezení produkce skleníkových plynů. Obnovitelné zdroje mohou pokrýt jen velmi malou část potřeby energie a navíc nezaručují stabilní dodávku. Z tohoto pohledu je dnes nejpříjemnějším zdrojem jaderná energie, která neprodukuje skleníkové plyny a není závislá na surovinách z problematických zemí.

V České republice je dnes téměř 30% elektrické energie vyráběno v jaderných elektrárnách Dukovany a Temelín. Jaderná elektrárna Dukovany se skládá ze čtyř výrobních bloků s reaktory VVER 440 typ V 213 každý o elektrickém výkonu 440 MWe. Elektrárna Dukovany byla uvedena do provozu v letech 1985 – 1987 a do roku 2006 vyrobila 265 TWh elektrické energie. Během provozu nenastala mimořádná událost, která by byla ohodnocena stupnicí INES a elektřina z Dukovan je výrobně nejlevnější v České republice. V poslední době proběhly na elektrárně Dukovany modernizace turbosoustrojí, které jmenovitý výkon bloku značně navýšily.

Jaderná elektrárna Temelín se skládá ze dvou výrobních bloků s reaktory VVER 1000 typ V320 o jmenovitém výkonu 1000 MWe. Původní investiční záměr počítal se stavbou celkem čtyř bloků s reaktory VVER 1000, avšak v roce 1990 byly zastaveny stavební práce na 3. a 4. výrobním bloku, následně vláda ČR rozhodla o dostavbě pouze 1. a 2. bloku.



Obrázek 1: Jaderná elektrárna Temelín [1]

V současné době se jako nejvýhodnější řešení výstavby nového jaderného zdroje ukazuje právě dostavba Jaderné elektrárny Temelín, jejíž provozní systémy a budovy byly původně projektovány pro výstavbu 4 bloků a výstavba nových bloků je tedy logisticky a finančně přijatelnější, než stavba jaderného zdroje v jiné lokalitě. V souvislosti s přípravou stavby je nutné provést studie potřebné pro zahájení dostavby elektrárny.



Obrázek 2: Vizualizace elektrárny po dostavě [1]

Důležitou součástí Jaderné elektrárny Temelín je čerpací stanice surové vody, která se nachází na levém břehu vodního díla Hněvkovice a zásobuje elektrárnu vodou pro pokrytí výparu z chladicích věží a spotřebu vody plynoucí z běžného provozu elektrárny.



Obrázek 3: Čerpací stanice Hněvkovice [1]

Čerpací stanice Hněvkovice byla realizována pro kompletní dostavbu elektrárny Temelín, tedy pro výkon 4000 MWe. V současné době však výrobci komponent jaderných elektráren nabízejí také výrobní bloky o vyšších výkonech, je proto nutné provést studii, která se bude zabývat nutnými změnami v čerpací stanici v případě výstavby nových jaderných zdrojů v této lokalitě.

1 Popis stávajícího stavu čerpací stanice Hněvkovice a výtlačného řadu

Čerpací stanice Hněvkovice zajišťuje dodávku surové vody z vodního díla Hněvkovice do vodojemů Jaderné elektrárny Temelín. Hladina vody v nádrži kolísá v rozmezí 356,6 a 371,60 m. n. m. Akumulace vody v elektrárně je realizována pomocí dvou vodojemů o objemu $2 \times 15000 \text{ m}^3$. Další rezervu tvoří bazény chladících věží elektrárny o celkovém objemu $140\,000 \text{ m}^3$. Maximální hladina ve vodojemech je na kótě 516 m. n. m.

Čerpací stanice se skládá se šesti vertikálních čerpadel HVBW 600 dodaných firmou Sigma Lutín. Čerpadla jsou navržena pro následující parametry.

SIGMA 600 HVBW

$$Q = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Y = 1618 \text{ J/kg}$$

$$n = 740 \text{ min}^{-1}$$

$$P = 3150 \text{ kW}, 6 \text{ kV}, 50 \text{ Hz}$$

$$\eta = 77\%$$



Obrázek 4: Čerpadlo Sigma Lutín 600 HVBW [4]

Hala strojovny hlavních čerpadel obsahuje dva vtokové objekty, na které jsou napojena tři čerpadla HVBW 600 v provedení do suché jímky. Vtokové objekty jsou vybaveny zařízením pro předčištění vody a případné částečné nebo úplné uzavření přívodu vody do čerpací stanice. Jedná se o stavidlové uzávěry a česle včetně shrabovacích mechanismů s dopravníkem nečistot. Přívodní potrubí čerpadel DN 1400 je vybaveno před

každým čerpadlem klapkovým uzávěrem. Výtlačné potrubí čerpadel DN 600 je vybaveno kuželovým uzávěrem umístěným mezi spirálou čerpadla a sběrným výtlačným potrubím DN 1400.

Před výstupem z čerpací stanice jsou umístěny tři kulové uzávěry DN 1400. Dva na odstavení výtlačných řadů a jeden na uzavření jejich propojení. Hlavní kulové uzávěry jsou ovládány hydraulicky pomocí přímočarých hydraulických motorů. Před kulovými uzávěry jsou na výtlačném potrubí umístěny indukční průtokoměry.

Protirázová ochrana čerpací stanice a výtlačného řadu je realizována šesti větrníky o objemu 30 m³. Větrníky jsou napojeny na řad odbočkou DN 400 s uzavíracím šoupátkem. Kompresorová stanice zajišťující tlakování větrníků je součástí čerpací stanice.

Zásobování vodou pro dva bloky VVER 1000 je v současné době provozováno jedním trvale spuštěným čerpadlem, druhé spíná dle potřeby. Provoz jednotlivých čerpadel je střídán dle směnového rozpisu, tak aby byla všechna stejně časově namáhána s ohledem na plánované i neplánované odstávky (údržba, servis).

Napájení čerpací stanice je realizováno dvěma vedeními 110kV z areálu elektrárny Temelín do transformátorů v čerpací stanici s výsledným napětím 6kV.

1.2 Základní charakteristiky čerpadla SIGMA HVBW 600

Vertikální čerpadlo SIGMA LUTÍN HVBW 600 – 1045 – 86/II je navrženo pro pracovní bod:

$$Q = 1200 \text{ l/s} = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Y = 1618 \text{ J/kg}$$

$$\eta_c = 0,77$$

Uvedené hodnoty jsou výrobcem garantované. Ověření charakteristik provedeme z hodnot naměřených při garančním měření čerpací stanice firmou ORGREZ a.s. Brno ze dne 1.12.1994. Při garančním měření byly zjištěny následující veličiny potřebné k sestavení charakteristik čerpadla.

Hladina v sacím kanálu čerpadla

Pro měření byl použit ponorný tenzometrický snímač, který byl ponořen do limnigrafické šachty ve strojovně. Jeho zanoření se měnilo se změnou hladiny tak, aby byl optimálně využit měřící rozsah snímače.

Tlak na vstupu do čerpadla

Sací tlak byl měřen na přívodním potrubí DN 1400. Byl použit snímač AUDAPAS GH 61007 umístěný na kótě 362,57 m n. m. Snímač byl připojen na přivaděč dvěma tlakovými odběry umístěnými horizontálně proti sobě.

Tlak na výstupu z čerpadla

Výstupní tlak čerpadla byl měřen na válcové části potrubí DN 600 mezi spirálou čerpadla a kuželovým uzávěrem. Odběr byl realizován čtyřmi odběry umístěnými horizontálně a vertikálně proti sobě v ose profilu. Tlakovými hadicemi byly odběry spojeny se snímačem AUDAPAS EH 410 s rozsahem 0 – 2 MPa. Snímač byl umístěn na kótě 364,71 m n. m.

Tlak na výstupu z čerpací stanice

Snímač byl připojen na potrubí levého řadu DN 1400 těsně před výstupem potrubí z čerpací stanice na kótě 377,10 m n. m. Při měření na pravém řadu byl snímač přemístěn na kótu 376,68 m n. m.

Průtok čerpadlem

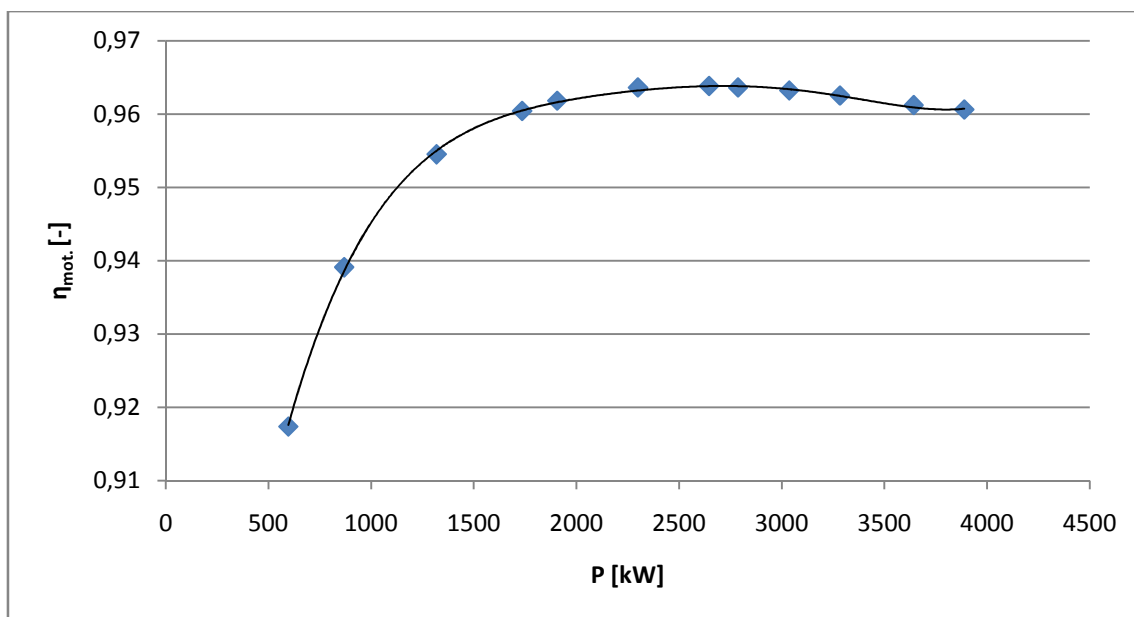
Průtok čerpadlem byl měřen objemovou metodou snímání přírůstku hladiny ve vodojemu elektrárny Temelín. Hladina ve vodojemu byla snímána tenzometrickým snímačem Protelcon Nivopres. Pro použití objemové metody bylo nutné přesné změření vodojemu a zaručení jeho těsnosti. Ze zkoušky těsnosti nádrže vyplynulo, že průsak činí 0,246 m³/hod. Pro účely měření můžeme tuto netěsnost zanedbat.

Příkon na svorkách elektromotoru čerpadla

Celkový příkon elektromotoru na hřídeli čerpadla byl stanoven nepřímou metodou jako elektrický příkon elektromotoru na svorkách vynásobený účinností motoru dle protokolu dodavatele ČKD Elektrotechnika.

| P [kW] | $\eta_{\text{mot. [-]}}$ |
|--------|--------------------------|
| 596,4 | 0,9174 |
| 868,2 | 0,9391 |
| 1318,5 | 0,9545 |
| 1734,9 | 0,9604 |
| 1905,8 | 0,9618 |
| 2299,1 | 0,9636 |
| 2645,4 | 0,9638 |
| 2786,6 | 0,9636 |
| 3036,3 | 0,9632 |
| 3283,1 | 0,9625 |
| 3642,5 | 0,9612 |
| 3888,5 | 0,9606 |

Tabulka 1: Účinnost motoru v závislosti na výkonu [2]



Graf 1: Závislost účinnosti motoru na výkonu a proložení grafu polynomem 5. stupně

V dalších výpočtech bude výkon změřený na svorkách elektromotoru upraven účinností vypočítanou pomocí rovnice regrese z grafu 1.

1.2.1 Stanovení příkonové charakteristiky čerpadla

Příkon čerpadla byl stanoven přepočtem z výkonu na svorkách elektromotoru pro danou účinnost elektromotoru a dané jmenovité otáčky.

$$P_{\check{c}} = P_{sv} \cdot \eta_{mot.} [kW]$$

$P_{\check{c}}$ [kW] - příkon čerpadla

P_{sv} [kW] - příkon na svorkách elektromotoru

$\eta_{mot.}$ [-] - účinnost elektromotoru

$$P_n = P_{\check{c}} \cdot \left(\frac{n_n}{n}\right)^3 [kW]$$

P_n [kW] - příkon čerpadla přepočítaný na jmenovité otáčky

$P_{\check{c}}$ [kW] - příkon čerpadla

n_n [min⁻¹] - jmenovité otáčky čerpadla 740 [min⁻¹]

n [min⁻¹] - okamžité otáčky čerpadla

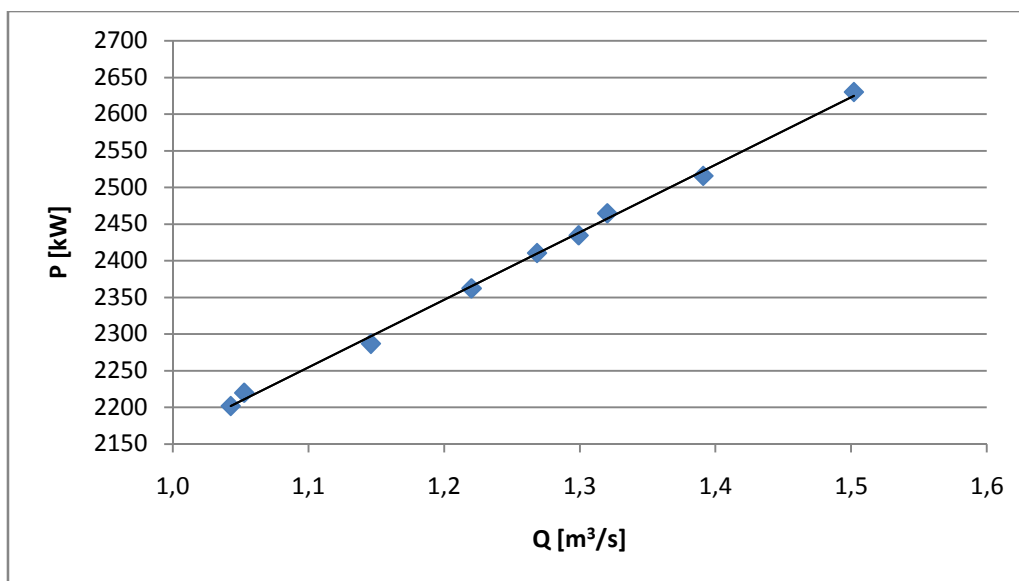
$$Q_n = Q \cdot \frac{n_n}{n} [m^3/s]$$

$Q_n [m^3/s]$ - průtok čerpadlem přepočítaný na jmenovité otáčky

$Q [m^3/s]$ - okamžitý průtok čerpadlem

| $P_{sv} [kW]$ | $\eta_{mot.}$ | $P_c [kW]$ | $P_n [kW]$ | $Q [m^3/s]$ | $Q_n [m^3/s]$ | $n [min^{-1}]$ |
|---------------|---------------|------------|------------|-------------|---------------|----------------|
| 2334 | 0,9633 | 2248,4 | 2202,0 | 1,05 | 1,043 | 745,16 |
| 2366 | 0,9634 | 2279,4 | 2219,9 | 1,062 | 1,053 | 746,55 |
| 2436 | 0,9635 | 2347,2 | 2286,9 | 1,156 | 1,146 | 746,45 |
| 2517 | 0,9637 | 2425,6 | 2362,3 | 1,231 | 1,220 | 746,55 |
| 2570 | 0,9638 | 2476,9 | 2410,5 | 1,28 | 1,268 | 746,73 |
| 2590 | 0,9638 | 2496,2 | 2434,7 | 1,31 | 1,299 | 746,18 |
| 2614 | 0,9638 | 2519,4 | 2464,7 | 1,33 | 1,320 | 745,43 |
| 2678 | 0,9638 | 2581,1 | 2515,7 | 1,403 | 1,391 | 746,36 |
| 2800 | 0,9638 | 2698,7 | 2630,1 | 1,515 | 1,502 | 746,38 |

Tabulka 2: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot



Graf 2: Příkonová charakteristika čerpadla

Charakteristika $P_n - Q_n$ byla měřena pouze v rozsahu 1,05 – 1,515 m^3/s . V tomto rozsahu vykazuje linearitu, v grafu jsou body proloženy lineární spojnící trendu.

1.2.2 Stanovení Q – Y charakteristiky čerpadla

Při ověřovacím měření Q – Y charakteristiky byl výstupní tlak nastavován škrcením revizního uzávěru na výtlaku čerpadla. Pro výpočet měrné energie platí vztah.

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta h \cdot g$$

| | |
|-----------------------------|--|
| Y [J/kg] | - měrná energie čerpadla |
| p_2 [Pa] | - tlak na výtlaku čerpadla |
| p_1 [Pa] | - tlak na vstupu čerpadla |
| v_2 [m/s] | - rychlost ve výstupním profilu čerpadla |
| v_1 [m/s] | - rychlost ve vstupním profilu čerpadla |
| g [m/s ²] | - tíhové zrychlení, pro střední nadmořskou výšku systému $g = 9,809 \text{ m/s}^2$ |
| ρ [kg/m ³] | - hustota vody, pro teplotu 11,5°C v den měření $\rho = 999 \text{ kg/m}^3$ |
| Δh [m] | - výškový rozdíl snímačů p_1 a p_2 |

$$\Delta h = 364,71 - 362,57 = 2,14 \text{ m}$$

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{1,5394 \text{ m}^2} \text{ [m/s]}$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot DN^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,4^2}{4} = 1,5394 \text{ m}^2$$

| | |
|-------------------------|--|
| S_1 [m ²] | - průřez na vstupním profilu čerpadla |
| DN [mm] | - jmenovitá světlost přivaděče DN 1400 |

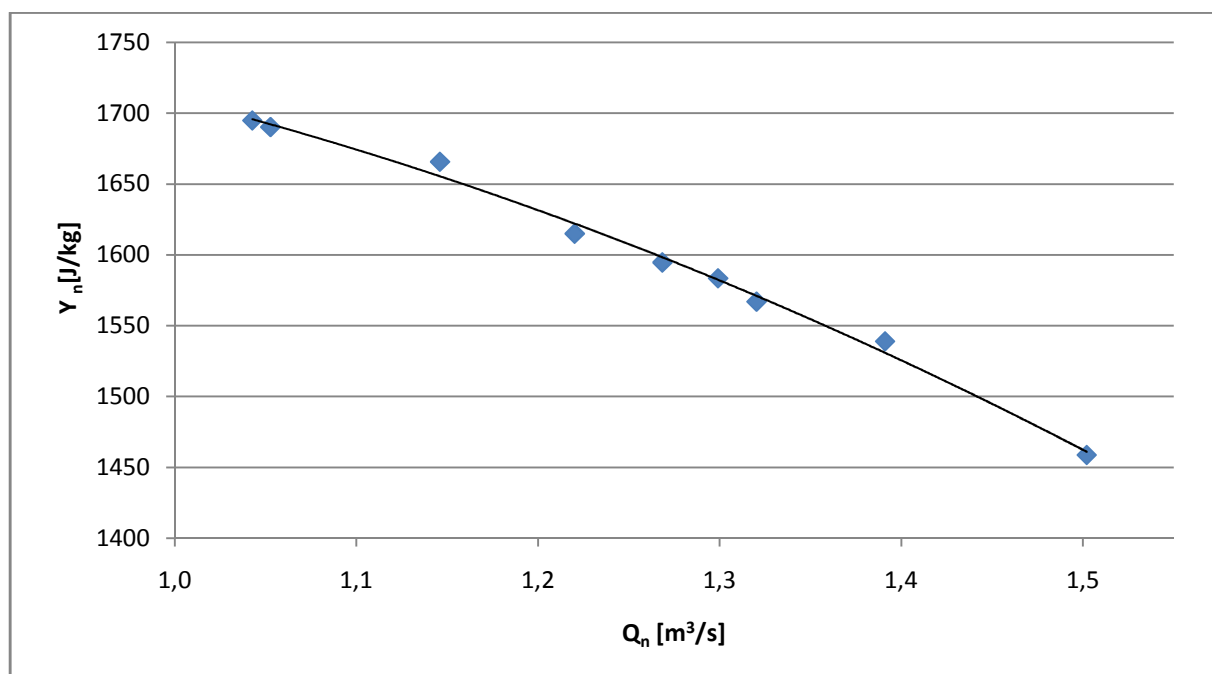
$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q}{0,2827 \text{ m}^2} \text{ [m/s]}$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot DN^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = 0,2827 \text{ m}^2$$

| | |
|-------------------------|--|
| S_2 [m ²] | - průřez na výstupním profilu čerpadla |
| DN [mm] | - jmenovitá světlost přivaděče DN 600 |

| Q [m³/s] | Q _n [m³/s] | n [min ⁻¹] | P ₁ [kPa] | P ₂ [kPa] | Y [J/kg] | Y _n [J/kg] |
|----------|-----------------------|------------------------|----------------------|----------------------|----------|-----------------------|
| 1,05 | 1,043 | 745,16 | 70,76 | 1753 | 1718,48 | 1694,76 |
| 1,062 | 1,053 | 746,55 | 71,43 | 1755,1 | 1720,22 | 1690,17 |
| 1,156 | 1,146 | 746,45 | 71,39 | 1727,1 | 1694,80 | 1665,64 |
| 1,231 | 1,220 | 746,55 | 71,29 | 1673,7 | 1643,65 | 1614,93 |
| 1,28 | 1,268 | 746,73 | 70,56 | 1651,6 | 1623,77 | 1594,63 |
| 1,31 | 1,299 | 746,18 | 71,24 | 1637,6 | 1610,03 | 1583,47 |
| 1,33 | 1,320 | 745,43 | 70,5 | 1616,2 | 1590,00 | 1566,92 |
| 1,403 | 1,391 | 746,36 | 71,34 | 1590,1 | 1565,49 | 1538,92 |
| 1,515 | 1,502 | 746,38 | 70,82 | 1504,2 | 1484,04 | 1458,78 |

Tabulka 3: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot



Graf 3: Q - Y charakteristika čerpadla přepočítaná na jmenovité otáčky

Q – Y charakteristika byla měřena v provozním rozsahu 1,05 – 1,515 m³/s, uvedená závislost je přepočítaná na jmenovité otáčky kvůli možnosti porovnání s garantovanými hodnotami Sigmy Lutín navrženými pro $n = 740 \text{ min}^{-1}$.

1.2.3 Stanovení Q – η charakteristiky čerpadla

$$P_{th} = Q \cdot Y \cdot \rho \cdot 10^{-3} [kW]$$

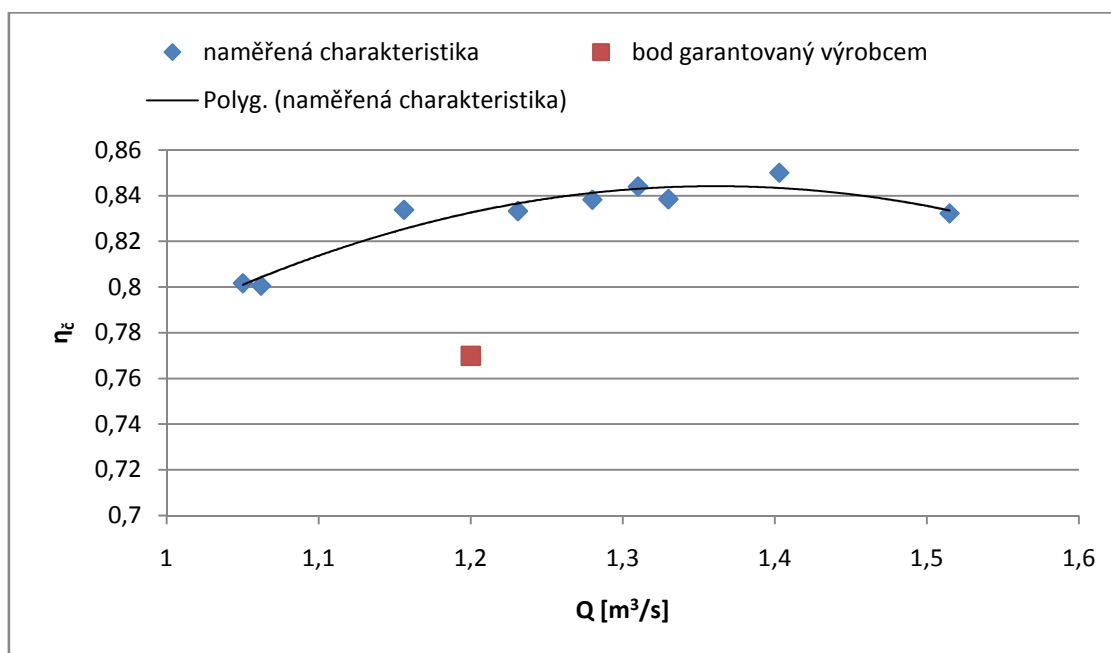
$$\eta_{\text{č}} = \frac{P_{th}}{P_{\text{č}}} [-]$$

P_{th} [kW] - teoretický příkon čerpadla

$\eta_{\text{č}}$ [-] - účinnost čerpadla

| $P_{\text{č}}$ [kW] | P_{th} [kW] | $\eta_{\text{č}}$ [-] | Q [m ³ /s] |
|---------------------|---------------|-----------------------|-------------------------|
| 2248,37 | 1802,59 | 0,801 | 1,05 |
| 2279,39 | 1825,04 | 0,800 | 1,062 |
| 2347,20 | 1957,2 | 0,833 | 1,156 |
| 2425,60 | 2021,30 | 0,833 | 1,231 |
| 2476,85 | 2076,34 | 0,834 | 1,28 |
| 2496,18 | 2107,03 | 0,844 | 1,31 |
| 2519,37 | 2112,58 | 0,838 | 1,33 |
| 2581,12 | 2194,18 | 0,850 | 1,403 |
| 2698,66 | 2246,07 | 0,832 | 1,515 |

Tabulka 4: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot



Graf 4: $Q - \eta_{\text{č}}$ charakteristika čerpadla se zobrazeným garantovaným bodem výrobce

Z grafu je patrné, že čerpadlo 600 HVBW prokazuje v návrhovém bodě vyšší účinnost, než je garantována výrobcem. Původní garantovaná hodnota účinnosti $\eta_c = 77\%$ při $Q = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$ se při provozu pohybuje až na hodnotě $\eta_c = 83\%$.

1.2.3 Stanovení Q – Y charakteristiky čerpadla se ztrátami v čerpací stanici

V dalších výpočtech budeme uvažovat ztráty výtlačných řadů vždy v úseku od výstupu z čerpací stanice k vodojemu v areálu elektrárny. Z tohoto důvodu je nutné zahrnout do Q – Y charakteristiky kompletní ztráty v čerpací stanici. Výpočet bude proveden stejně jako v případě neredukované Q – Y charakteristiky s tím rozdílem, že budeme za výstupní tlak uvažovat tlak na výstupu ze stanice.

$$Y = \frac{p_3 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta h \cdot g$$

p_3 [Pa] – tlak na výstupu z čerpací stanice

Člen Δh se změní o rozdíl výšek snímačů p_2 a p_3 .

$$\Delta h = 377,10 - 362,57 = 14,53 \text{ m}$$

Z důvodu nastavování výstupního tlaku škrcením revizního uzávěru, nemůžeme použít stejné hodnoty jako v případě neredukované Q – Y charakteristiky. Přepočet bude proveden z měření při plně otevřeném revizním uzávěru.

$$Q_n = 1,502 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$p_1 = 70,820 \text{ kPa}$$

$$p_2 = 1504,2 \text{ kPa}$$

$$p_3 = 1301,01 \text{ kPa}$$

Přivaděč a výstupní potrubí, na kterém byl měřen tlak p_3 mají stejné DN 1400, proto budou i rychlosti v obou místech stejné, platí tedy:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 0$$

Měrná energie čerpadla počítaná z tlaku p_3 je tedy:

$$Y_{\check{c}3} = \frac{1301,01 \cdot 10^3 - 70820}{\rho} + 14,53 \cdot g = 1374 \text{ J/kg}$$

Rozdíl měrné energie počítané z tlaku p_2 a p_3 je celková ztrátová měrná energie čerpací stanice.

$$Y_{z\check{c}S} = Y_{\check{c}2} - Y_{\check{c}3}$$

$$Y_{z\check{c}S} = 1458,78 - 1374 = 84,78 \text{ J/kg}$$

Známe-li celkovou měrnou energii čerpací stanice, můžeme stanovit ztrátovou konstantu, zahrnující součinitele místních i délkových ztrát.

$$Y_{z\check{S}} = k \cdot Q^2$$

$$k = \frac{Y_{z\check{S}}}{Q^2}$$

$$k = \frac{84,78}{1,502^2} = 37,58 \text{ m}^{-4}$$

$k \text{ [m}^{-4}\text{]}$ - ztrátová konstanta zahrnující součinitele místních a délkových ztrát

$Y_{z\check{S}} \text{ [J/kg]}$ - celková ztrátová měrná energie čerpací stanice po výstupní zed'

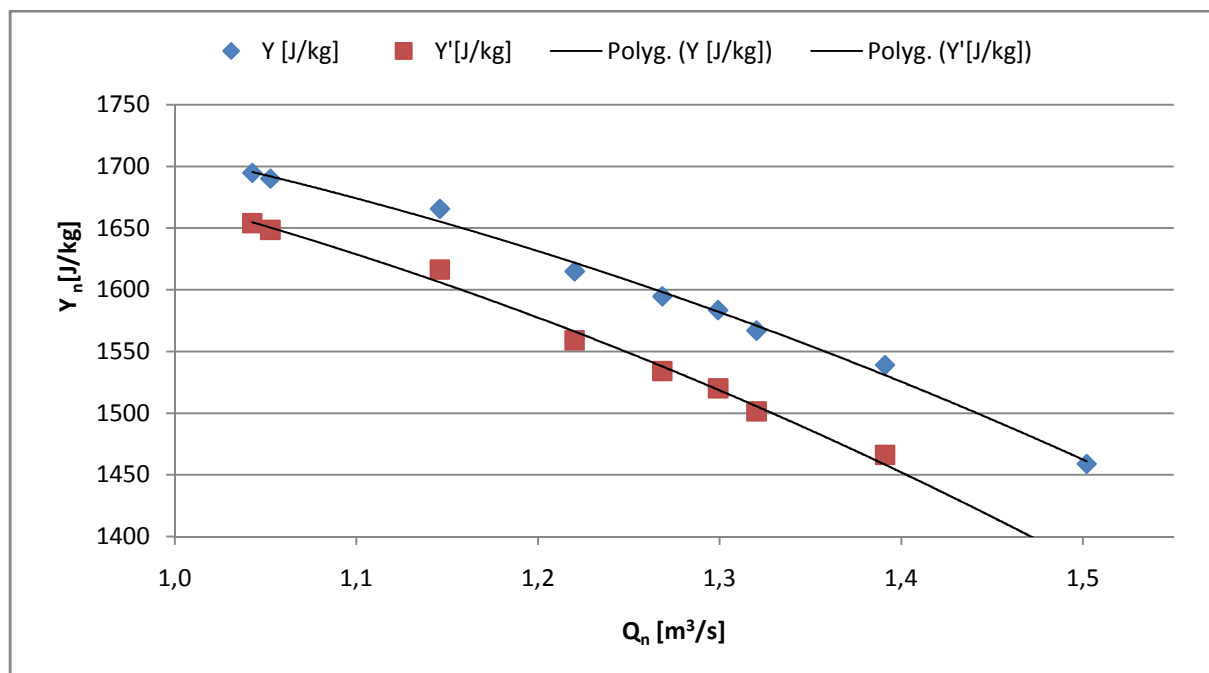
$Y_{\check{c}2} \text{ [J/kg]}$ - měrná energie čerpadla počítaná z tlaku p_2

$Y_{\check{c}3} \text{ [J/kg]}$ - měrná energie čerpadla počítaná z tlaku p_3

$Y' \text{ [J/kg]}$ - měrná energie čerpadla redukována o ztráty v čerpací stanici

| $Q_n \text{ [m}^3\text{/s]}$ | $Y_n \text{ [J/kg]}$ | $Y_n' \text{ [J/kg]}$ |
|------------------------------|----------------------|-----------------------|
| 1,042 | 1694,76 | 1653,900 |
| 1,052 | 1690,16 | 1648,524 |
| 1,146 | 1665,63 | 1616,279 |
| 1,220 | 1614,93 | 1558,979 |
| 1,268 | 1594,63 | 1534,165 |
| 1,299 | 1583,47 | 1520,044 |
| 1,320 | 1566,918 | 1501,408 |
| 1,391 | 1538,919 | 1466,202 |
| 1,502 | 1458,778 | 1373,992 |

Tabulka 5: Tabulka vypočtených hodnot



Graf 5: Graf redukované měrné energie čerpadla o ztráty v čerpací stanici

2. Stanovení hydraulického odporu výtlačného řadu

2.1 Stanovení hydraulického odporu výtlačného řadu teoretickým výpočtem

Při teoretickém výpočtu hydraulického odporu je nutné stanovit součinitele odporu místních a délkových ztrát. Pro výpočet součinitele délkových ztrát použijeme White – Colebrookův vztah, který je odvozen v implicitním tvaru a je použitelný pro $Re > 10^4$.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right)$$

$\lambda [-]$ - koeficient tření

$Re [-]$ - Reynoldsovo číslo

$k [m]$ - střední výška nerovností stěny potrubí

$D [m]$ - jmenovitá světlost potrubí

Teoretický výpočet provedeme pro průtok $Q = 3,458 \text{ m}^3/\text{s}$, tedy pro maximální povolený průtok jedním řadem při současném stavu elektrárny. Pro tento průtok nejprve stanovíme rychlost proudění v řadu a následně Reynoldsovo číslo.

$$v = \frac{Q}{S} [m/s]$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{3,458}{\frac{\pi \cdot 1,6^2}{4}} = 1,72 \text{ m/s}$$

Pro výpočet Reynoldsova čísla uvažujeme kinematickou viskozitu vody $\nu = 1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,71 \cdot 1,6}{1,004 \cdot 10^{-6}} = 2725100$$

Střední výška nerovností se udává pro nové ocelové potrubí opatřené nátěrem $k = 0,1 \text{ mm}$. Při průběžných vizuálních kontrolách byla na výtlačných řadech zjištěna hloubková koroze, z tohoto důvodu v rámci objektivnosti řešení volíme střední výšku nerovností $k = 1,5 \text{ mm}$. Pro implicitní tvar White – Colebrookova vztahu volíme počáteční odhad $\lambda = 0,01$. Po dosazení získáme vztah:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{2725100\sqrt{0,01}} + \frac{0,0015}{3,71 \cdot 1,6} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 7,163$$

Pro výpočty dalších iterací vyjádříme koeficient tření λ .

$$\lambda = \frac{1}{7,163^2} = 0,0195$$

K ustálení výpočtu došlo po třech iteracích na hodnotě $\lambda = 0,0194$. Pro výpočet ztrátové měrné energie řadu je nutné stanovit ztrátovou konstantu třením po délce.

$$Y_{Zl} = k_l \cdot Q^2$$

Y_{Zl} [J/kg] - ztrátová měrná energie třením po délce

k_l [m^{-4}] - ztrátová konstanta délkových ztrát

$$k_l = \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D \cdot S^2}$$

$$k_l = \frac{0,0194 \cdot 5800}{2 \cdot 1,6 \cdot \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4}} = 8,72 \text{ } m^{-4}$$

Při výpočtu místních ztrát můžeme zanedbat odbočky DN 400, které napojují vyrovnávací tlakové stanice a stanice pro odkalování řadu. Místní ztráty čerpací stanice jsou zahrnuty v redukováných charakteristikách čerpadel, proto jejich výpočet provádět nebudeme. Místní ztráty změnou směru potrubí rovněž zanedbáme vzhledem k charakteru trasy potrubí. Na výtlačných řadech se nevyskytují prudké změny směru, skokové změny průřezu ani odbočky větších rozměrů. Do výpočtu místní ztrát zahrneme pouze ztrátu na klapkovém uzavěru DN 1600 v armaturní komoře vodojemu. Jedná se o klapku s plnou čočkou ovládanou servomotorem. Pro výpočet místní ztrátové energie použijeme podobný postup jako v případě délkových ztrát.

$$Y_{Zm} = k_m \cdot Q^2$$

Y_{Zm} [J/kg] - místní ztrátová měrná energie

k_m [m^{-4}] - ztrátová konstanta místních ztrát

ξ_i [-] - součinitel místní ztráty daného elementu

Pro výpočet zpětné klapky s plnou čočkou volíme součinitel místní ztráty $\xi = 0,35$.

$$k_m = \frac{\xi_i}{2 \cdot S^2}$$

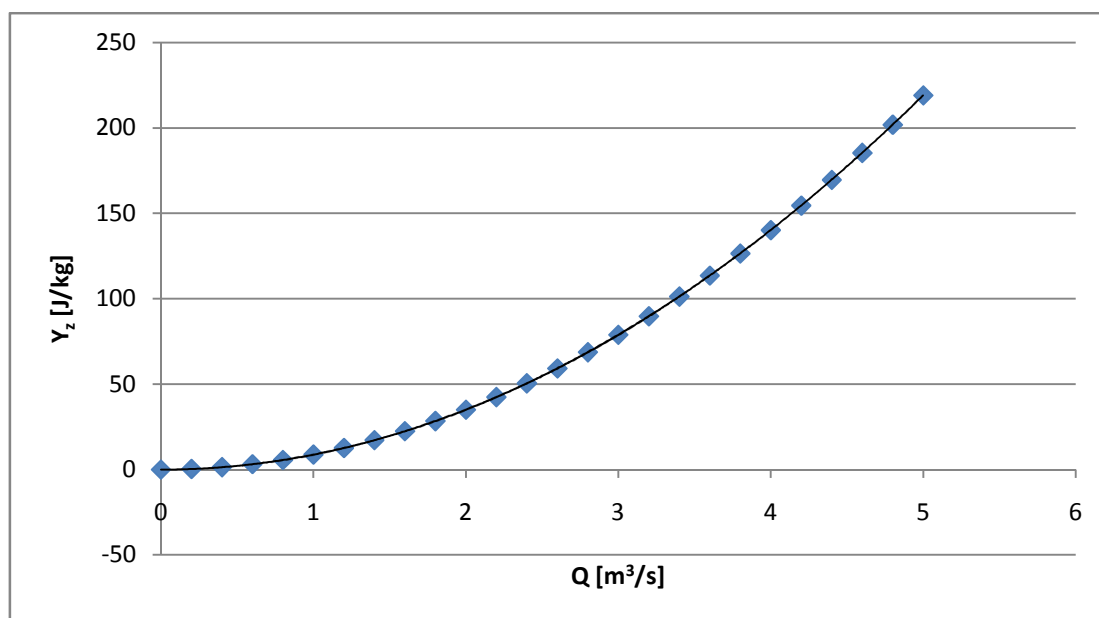
$$k_m = \frac{0,35}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4}} = 0,043 \text{ m}^{-4}$$

Celková ztrátová konstanta zahrnující ztráty třením po délce a ztráty místní je součtem dílčích konstant. Pro celkovou ztrátovou měrnou energii tedy platí.

$$Y_z = (k_m + k_l) \cdot Q^2$$

$$k = k_m + k_l = 0,043 + 8,72 = 8,76 \text{ m}^{-4}$$

Pro vypočtené hodnoty můžeme vykreslit průběh ztrátové měrné energie výtlačného řadu v závislosti na průtoku.



Graf 6: Závislost celkové měrné ztrátové energie řadu na průtoku

2.2 Stanovení celkového hydraulického odporu řadu z hodnot získaných měření

Pro výpočet ztrát ve výtlačném řadu použijeme hodnoty naměřené při garančním měření čerpací stanice v roce 1994. Záměrně pro výpočet použijeme stejný provozní bod při $Q = 3,458 \text{ m}^3/\text{s}$, který je zároveň maximální povolenou hodnotou průtoku jedním řadem, dle současných provozních předpisů. Měřením byly získány tyto hodnoty.

$$Q = 3,458 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Y = 1635 \text{ J/kg}$$

$$H_{\text{stat}} = 149,76 \text{ m}$$

Kde Y [J/kg] je celková měrná energie, získaná vypočítáním z tlaku v místě kde řad opouští čerpací stanici. H_{stat} je celková výška čerpání, tedy rozdíl hladin ve vodojemu a vodním díle Hněvkovice. Z uvedených hodnot můžeme spočítat měrnou energii potřebnou pro čerpání při provozu dokonale hladkým (ideálním) potrubím.

$$Y_{id} = H_{stat} \cdot g$$

$$Y_{id} = 149,76 \cdot 9,809 = 1469 \text{ J/kg}$$

Rozdíl měrné energie při reálném a ideálním provozu je celková ztrátová měrná energie řadu.

$$Y_z = Y - Y_{id}$$

$$Y_z = 1635 - 1469 = 166 \text{ J/kg}$$

Podobně jako v případě teoretického výpočtu hydraulického odporu potrubí, určíme celkovou ztrátovou konstantu.

$$Y_z = (k_m + k_l) \cdot Q^2$$

Opět budeme jako jedinou místní ztrátu uvažovat hydraulický odpor zpětné klapky v armaturní komoře vodojemu. Hodnotu ztrátového koeficientu zpětné klapky známe z předchozího výpočtu.

$$166 = (0,043 + k_l) \cdot 3,458^2$$

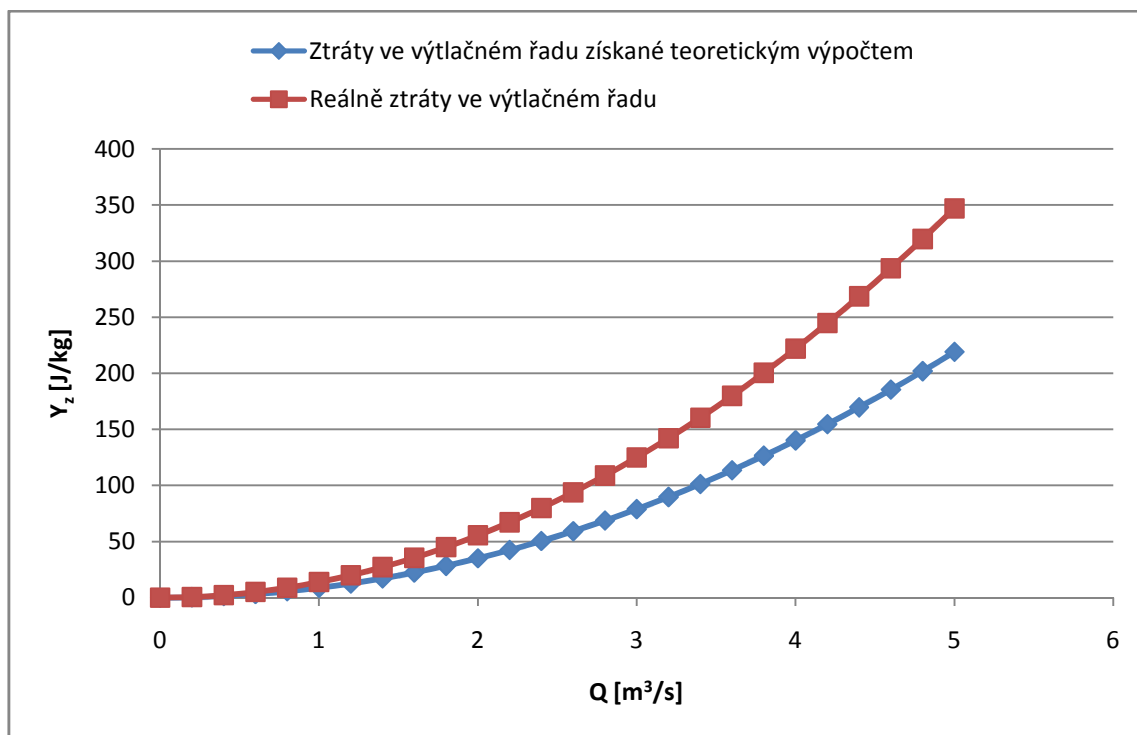
$$k_l = 13,84 \text{ m}^{-4}$$

Ze ztrátové konstanty délkových ztrát vypočítáme koeficient tření λ .

$$\lambda = \frac{2 \cdot k_l \cdot D \cdot S^2}{L}$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 13,84 \cdot 1,6 \cdot 2,0106^2}{5800} = 0,031$$

Z uvedených výpočtů je patrné, že reálné délkové ztráty ve výtlačném řadu jsou vyšší, než ztráty zjištěné teoretickým výpočtem. Důvodem s nejvyšší pravděpodobností je hloubková koroze, zjištěný při provozních prohlídkách výtlačných řadů. V teoretickém výpočtu jsme uvažovali střední výšku nerovností stěn potrubí $k = 1,5\text{mm}$. Po srovnávacím výpočtu bylo zjištěno, že střední výška nerovností stěn potrubí v současné době může tuto hodnotu přesahovat.



Graf 7: Ztráty ve výtlačném řadu

Pro další výpočty a zhodnocení budeme vždy uvažovat charakteristiku výtlačného řadu získanou výpočtem ze změřených hodnot na díle společně s charakteristikami čerpadel redukovanými o ztráty v čerpací stanici.

3 Stanovení spotřeby průmyslové vody pro zvažovanou výstavbu nových bloků

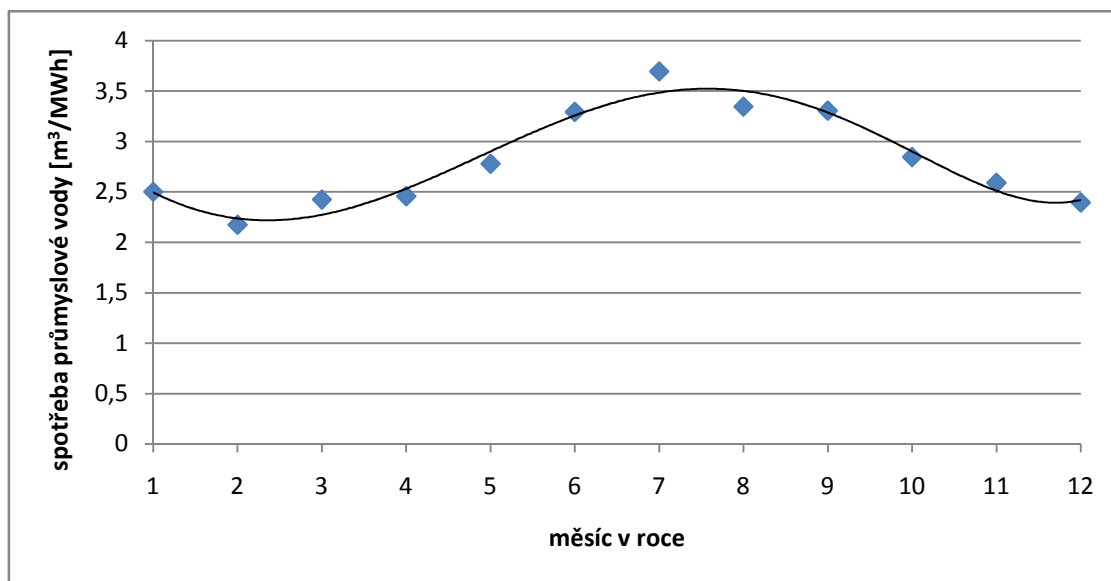
Spotřeba přídatné průmyslové vody v elektrárně Temelín je realizována především výparem z chladících věží a spotřebou související s běžným provozem elektrárny. Odpadní vody z areálu elektrárny jsou po přečistění vypouštěny do vodního díla Kořensko.

Nejdůležitějším faktorem pro potřebné množství přídatné průmyslové vody je teplota vzduchu v areálu elektrárny. Z hodnot zaznamenaných při současném provozu vychází průměrná spotřeba vody v letním období až o 40% vyšší než v zimě. Pro výpočet spotřeby průmyslové vody použijeme data naměřená při celoročním sledování provozu elektrárny v roce 1996.

| měsíc | leden | únor | březen | duben | květen | červen |
|---|-------|-------|--------|-------|--------|--------|
| vyrobené GWh | 759 | 1 227 | 3 467 | 1 405 | 1 410 | 732 |
| spotřeba vody [mil. m ³] | 1 897 | 2 666 | 1 431 | 3 451 | 3 915 | 2 409 |
| m ³ /MWh | 2,499 | 2,173 | 0,413 | 2,456 | 2,777 | 3,291 |

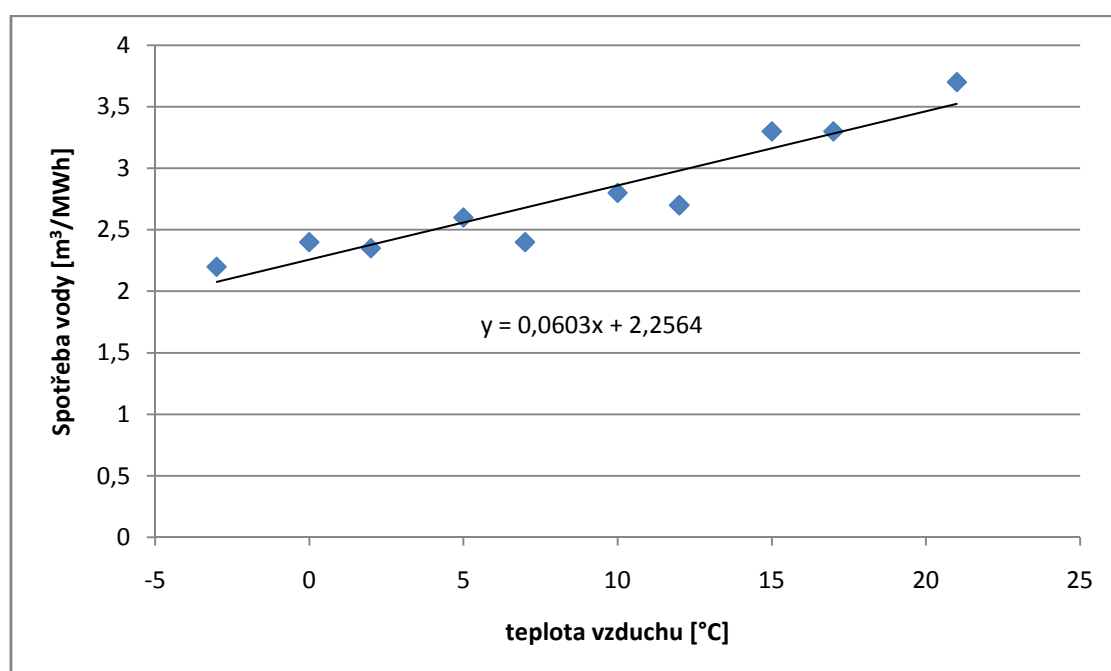
| měsíc | červenec | srpen | září | říjen | listopad | prosinec |
|---|----------|-------|-------|-------|----------|----------|
| Vyrobené GWh | 600 | 864 | 636 | 679 | 882 | 1 397 |
| spotřeba vody [mil. m ³] | 2 215 | 2 889 | 2 101 | 1 931 | 2 282 | 3 343 |
| m ³ /MWh | 3,692 | 3,344 | 3,303 | 2,844 | 2,587 | 2,393 |

Tabulka 6: Průměrná spotřeba průmyslové vody během roku [3]



Graf 8: Závislost spotřeby vody na ročním období

Z uvedeného grafu je patrné, že nejvyšší průměrná spotřeba průmyslové vody je v červenci, a sice $3,69 \text{ m}^3/\text{MWh}$. Tato hodnota je vztažena na průměrnou teplotu v průběhu celého měsíce, čerpací stanice však musí zajistit zásobování za všech okolností, tedy i při teplotě převyšující měsíční průměr. Všechny následující propočty a vyhodnocení musíme vztahovat na špičkovou spotřebu průmyslové vody, kterou budeme uvažovat při 30°C . Z okamžitých měření provozu elektrárny sestavíme graf závislosti spotřeby přídatné průmyslové vody na aktuální teplotě vzduchu.



Graf 9: Závislost spotřeby vody na teplotě vzduchu

Uvedený graf jsme proložili lineární rovnicí regrese. Vzhledem k velkému rozptylu naměřených hodnot, musíme brát uvedenou rovnici regrese pouze orientačně. Pro teplotu 30°C určíme měrnou spotřebu vody.

$$q = 0,0603 \cdot t + 2,2564$$

q [m^3/MWh] - měrná spotřeba vody

t [°C] - okamžitá teplota vzduchu v areálu elektrárny

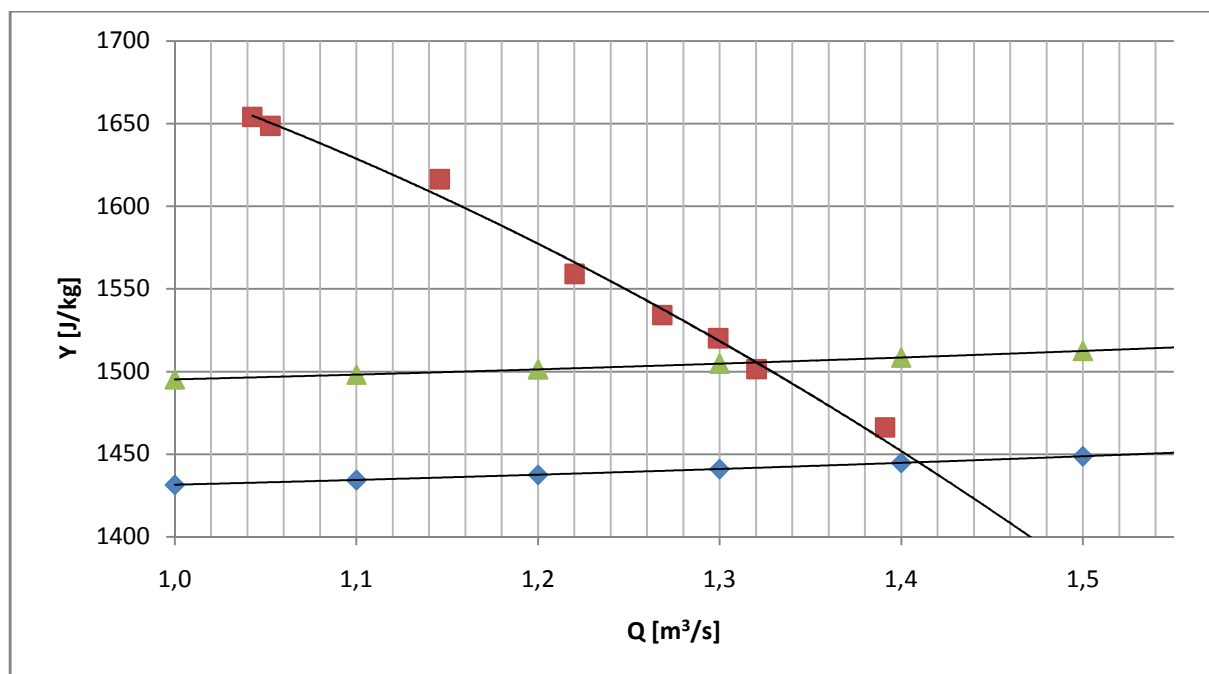
$$q = 0,0603 \cdot 30 + 2,2564 = 4,07 [\text{m}^3 \cdot \text{MWh}^{-1}]$$

V dalších výpočtech budeme tedy uvažovat maximální měrnou spotřebu vody 4 m^3/MWh . V dlouhodobém časovém horizontu se předpokládá mírný růst průměrných teplot v oblasti elektrárny Temelín, proto je nutné vypočítanou hodnotu dodržet, případně počítat s mírným nárůstem odběru v dlouhodobém horizontu.

4 Provoz při současném stavu s dvěma bloky 1000 MW_e

Současný stav elektrárny se dvěma bloky VVER 1000 má průměrnou spotřebu přídavné průmyslové vody dle celoročního měření 2,815 m³/MWh. To odpovídá průměrnému odběru z přehrady Hněvkovice 1,56 m³/s. Za tohoto stavu je průmyslová voda dopravována jen jedním řadem, propoj mezi řady je otevřen. Při proudění propojovacím potrubím, které je umístěno kolmo k oběma řadům, nedochází k rovnoměrnému dělení průtoku do obou řadů, pro další výpočty budeme uvažovat proudění pouze jedním řadem, které lépe vystihuje reálný stav, než uvažování provozu oběma řady.

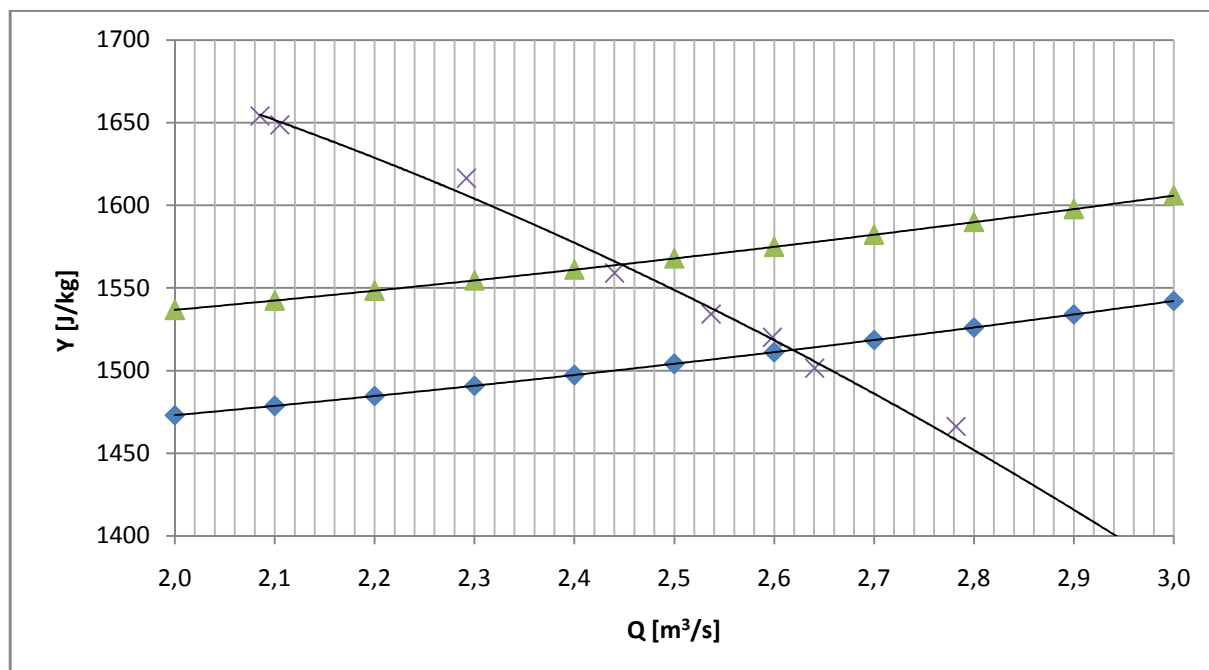
Z grafu 10. je patrné, že při čerpání jedním čerpadlem do jednoho výtlačného řadu se pracovní bod pohybuje v závislosti na stavu hladiny ve vodojemu v rozmezí $Q = 1,31 - 1,4$ m³/s při 1440 – 1510 J/Kg. Při dlouhodobém čerpání můžeme vzhledem k provoznímu standardu uvažovat výšku hladiny ve vodojemu ustálenou na 80% kapacity. Při takovémto ustáleném čerpání dodává jedno čerpadlo při proudění jedním řadem 1,38 m³/s. V dlouhodobém horizontu je tedy nutný trvalý provoz jednoho čerpadla, druhé čerpadlo bude v provozu pouze 11% celkové času čerpání. Tento stav odpovídá dlouhodobému průměru spotřeby vody, okamžitá spotřeba a tedy charakter čerpání se mění v závislosti na okamžité teplotě vzduchu v areálu elektrárny Temelín a na výšce hladiny ve vodojemu.



Graf 10: Provoz čerpadla do jednoho řadu

Při špičkové spotřebě vody, kterou uvažujeme při teplotě vzduchu 30°C, naroste spotřeba vody z průměrných 1,56 m³/s na 2,2 m³/s. Trvalý souběh dvou čerpadel (viz graf 11.) do jednoho výtlačného řadu zajistí průtok v rozmezí $Q = 2,42 - 2,61$ m³/s v závislosti na výšce

hladiny ve vodojemu. Při uvažování ustáleného stavu 80% kapacity vodojemu, bude pracovní bod čerpadla na parametrech $Q = 2,57 \text{ m}^3/\text{s}$ při měrné energii $Y = 1550 \text{ J/kg}$.



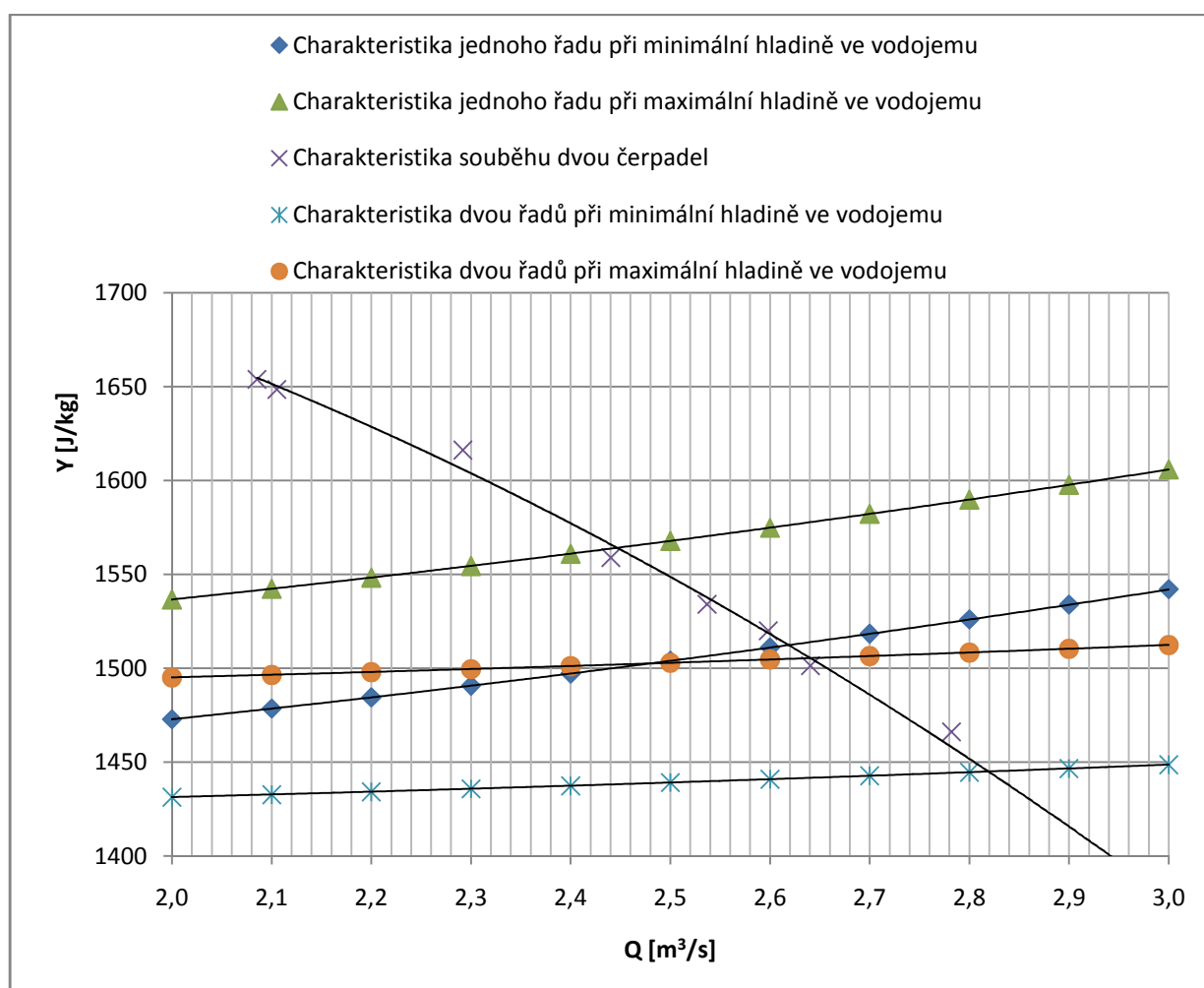
Graf 11: Souběh dvou čerpadel do jednoho výtlačného řadu

Z výše uvedených poznatků je zřejmé, že čerpací stanice je schopna za současného stavu elektrárny plnit vodojem elektrárny surovou vodou při všech provozních stavech. Čerpání není ohroženo ani nutným odstavením jednoho výtlačného řadu, případně poruchou na elektrické části poloviny čerpací stanice, kdy může dojít k výpadku tří čerpadel.

5 Provoz čerpací stanice při provozu stávajících bloků s přístavbou dvou bloků o výkonu 1000 - 1200 MW_e

5.1 Provoz v případě dostavby dvou bloků VVER 1000 o výkonu 1050 MW_e

Současná koncepce reaktorových bloků VVER 1000 ruského dodavatele Atomstrojexport nabízí bloky varianty VVER 1000 – ASE(V) 92 se jmenovitým výkonem 1050 MW_e, to znamená odchylku od původního projektu elektrárny o 100 MW_e. Průměrný odběr průmyslové vody pro výše zmíněnou variantu dostavby činí 3,2 m³/s, při teplotě vzduchu v areálu elektrárny 30°C bude špičková spotřeba vody dosahovat hodnoty 4,56 m³/s.



Graf 12: Souběh dvou čerpadel do dvou řadů

Při současném stavu dodají dvě čerpadla při proudění vody jedním řadem průtok $Q = 2,42-2,61 \text{ m}^3/\text{s}$ podle výšky hladiny ve vodojemu. To znamená, že při provozu obou větví čerpací stanice a celkem čtyř čerpadel dosahuje průtok při čerpání dvěma výtlačnými řadami hodnoty $Q = 4,84 - 5,22 \text{ m}^3/\text{s}$. Podle dostupných informací je zřejmé, že čerpání při provozu

čtyř bloků o výkonu $2 \times 1000 \text{ MW}_e$ a $2 \times 1050 \text{ MW}_e$ bude v dlouhodobém průměru realizováno trvale spuštěnými dvěma čerpadly. Každé z nich při čerpání do jednoho řadu dodá v průměru $Q = 1,31 - 1,4 \text{ m}^3/\text{s}$. Souběh dvou čerpadel do dvou výtlačných řadů zajistí $2,62 - 2,8 \text{ m}^3/\text{s}$. Pro dlouhodobý průměr je tedy nutné spínání třetího čerpadla po dobu přibližně 43% celkového času.

V případě špičkové letní spotřeby vody $4 \text{ m}^3/\text{MWh}$, bude potřeba zajistit celkový průtok surové vody $Q = 4,56 \text{ m}^3/\text{s}$. To znamená trvalý provoz tří čerpadel a spínání čtvrtého čerpadla po dobu přibližně 62% celkového času.

Z výše uvedených skutečností je zřejmé, že současná koncepce čerpací stanice, která byla projektována pro čtyři bloky VVER 1000 o výkonu 4000 MW_e , je schopna zajistit trvalé dodání přídavné surové vody i pro případ dostavby modernizovaných bloků VVER 1000 o výkonu 1050 MW_e a to i v případě, že teplota vzduchu v areálu elektrárny se bude pohybovat okolo hodnoty 30°C .

5.2 Provoz v případě dostavby dvou bloků ATMEA o výkonu 1100 MW_e

Projekt ATMEA je společný projekt vycházející z projektů a zkušeností firem Mitsubishi a AREVA. ATMEA v současné době nabízí tlakovodní reaktory o výkonu 1100 MW_e .

Při navýšení výkonu elektrárny Temelín o dva bloky 1100 MW_e bude průměrná celoroční spotřeba přídavné průmyslové vody $3,28 \text{ m}^3/\text{s}$. V tomto případě, bude plnění vodojemů realizováno trvalým provozem dvou čerpadel ve dvou větvích čerpací stanice, která dodají průměrný průtok $Q = 2,62 - 2,8 \text{ m}^3/\text{s}$. Třetí čerpadlo bude vždy v jedné větvi spínat po dobu přibližně 50% celkového času.

V případě špičkové spotřeby vody v letních měsících bude požadovaný průtok pro provoz elektrárny bez omezení výkonu dosahovat hodnoty $Q = 4,66 \text{ m}^3/\text{s}$. V tomto případě je nutný provoz tří čerpadel a spínání čtvrtého čerpadla po celkovou dobu přibližně 71% celkové času.

Podobně jako u varianty dostavby dvou bloků VVER 1000, je čerpací stanice při současném stavu schopna plnit vodojemů elektrárny v plném rozsahu bez omezení výkonu. To platí i v případě, že teplota v areálu elektrárny dosáhne 30°C .

5.3 Provoz v případě dostavby dvou bloků AP 1000 o výkonu 1200 MW_e

Projekt AP 1000 vychází z projektu AP 600 americké společnosti Westinghouse, která je od roku 2006 členem koncernu Toshiba Corporation.

Provoz elektrárny o celkovém výkonu 4400 MW_e si vyžádá v dlouhodobém průměru spotřebu vody $3,44 \text{ m}^3/\text{s}$. V tomto případě bude provoz podobný jako u předchozích variant dostavby, a sice provoz dvou čerpadel ve dvou větvích a spínání třetího čerpadla po dobu přibližně 65% celkového času.

Špičková letní spotřeba vody při 30°C může vyžadovat průtok až $Q = 4,88 \text{ m}^3/\text{s}$, zde bude potřeba trvalého provozu čtyř čerpadel v obou větvích čerpací stanice. Podle současných provozních předpisů, jsou dvě čerpadla jako trvalá záloha, jejich využití ke krytí potřeby běžného provozu elektrárny není povoleno. Z výše uvedeného je patrné, že varianta dostavby o dva bloky o výkonu 1200 MW_e je pro současný stav čerpací stanice provozní maximum a bloky o vyšších výkonech by nebyla schopna plně zásobit přídatnou průmyslovou vodou.

Podle současných provozních předpisů je maximální povolený průtok jedním výtlačným řadem $Q = 3,4 \text{ m}^3/\text{s}$, což odpovídá provozu tří čerpadel do jednoho výtlačného řadu. Bereme-li v úvahu možné nutné odstavení jednoho výtlačného řadu vlivem poruchy nebo havárie, bude schopnost zajistit dodávku surové vody velmi závislá na provozních podmínkách. Ve všech předchozích případech není plnění ohroženo, bude-li teplota v areálu elektrárny pod celoročním průměrem. Při teplotách vyšších bude za určitých podmínek nutné snížení výkonu. Bereme-li v úvahu, že plánované odstávky reaktorových bloků probíhají především v letních měsících, můžeme považovat současný stav čerpací stanice za dostačující pro všechny výše uvedené možnosti výstavby.

6 Úpravy čerpací stanice pro zvýšení možností dodávky

6.1 Úprava čerpadel SIGMA 600 HVBW

Pro další varianty dostavby převyšující výkony 1200 MW_e je potřeba zajistit zvýšení dodávek surové vody do areálu elektrárny nad možnosti současné koncepce čerpací stanice. Vzhledem k jejímu dispozičnímu uspořádání, je zvýšení počtu čerpadel surové vody velmi těžko proveditelné. V případě zvýšení jejich počtu by bylo nutné provést zásadní změnu stavební i strojní částí vtokových objektů, objektů protirázové ochrany a systémů rozvodu tlakového oleje pro ovládání hydraulických mechanismů.

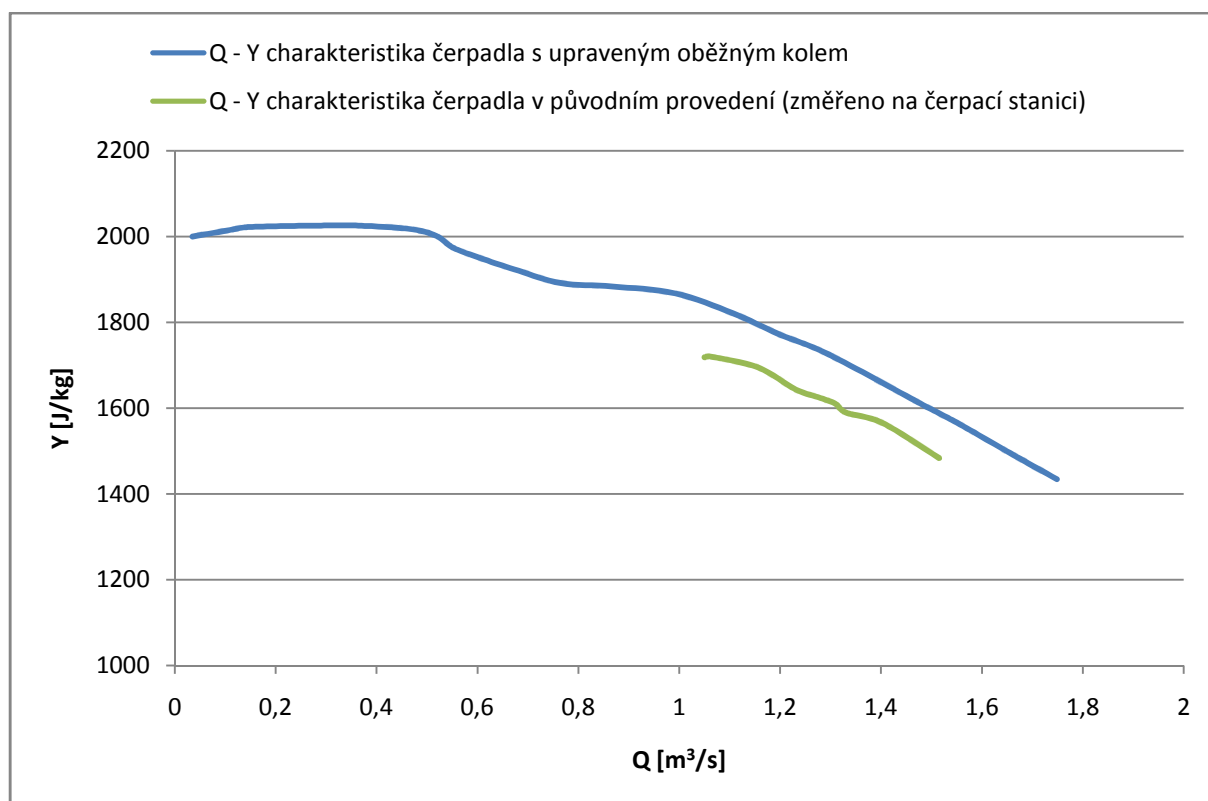
Z toho důvodu byl osloven výrobce čerpadel SIGMA Lutín a.s. Výrobce nabízí jako nejpříjemnější řešení výměnu oběžných kol čerpadel Sigma 600 HVBW. Výrobce garantuje po výměně oběžného kola tyto hodnoty.

$$Q = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Y = 1757 \text{ J/kg}$$

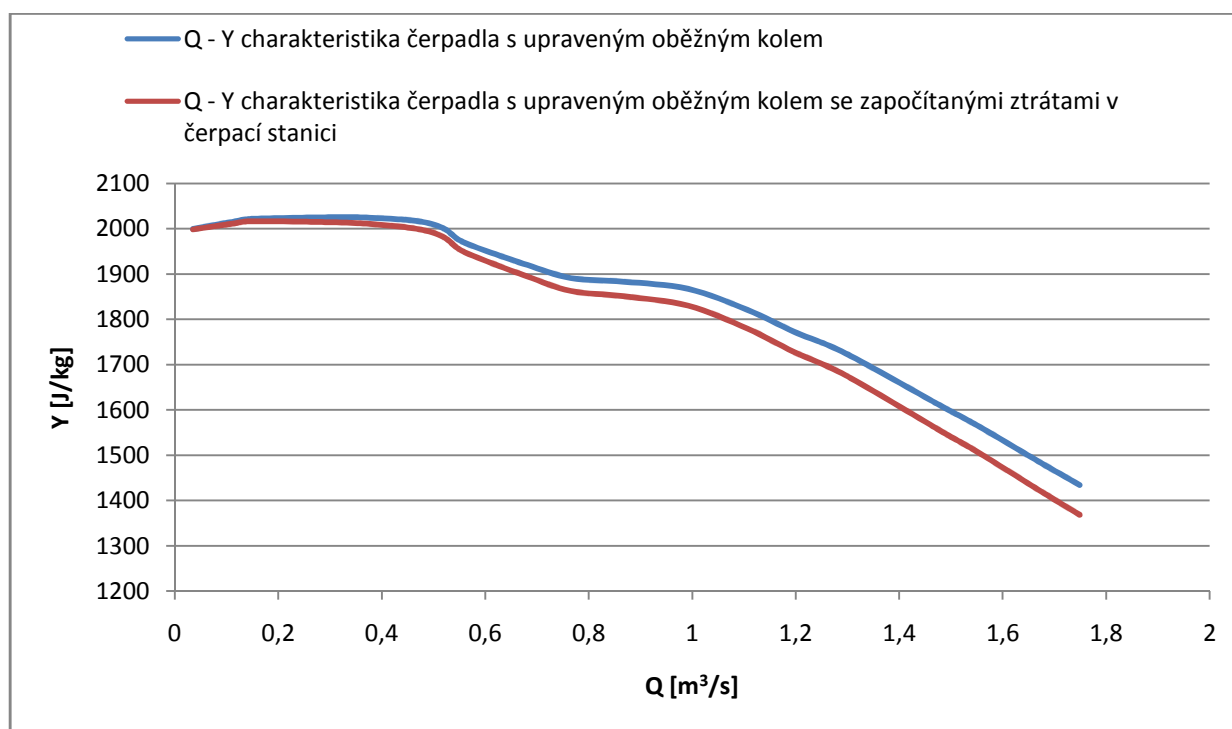
$$\eta_c = 83 \%$$

6.1.1 Q - Y charakteristiky upravených čerpadel



Graf 13: Charakteristika upraveného čerpadla

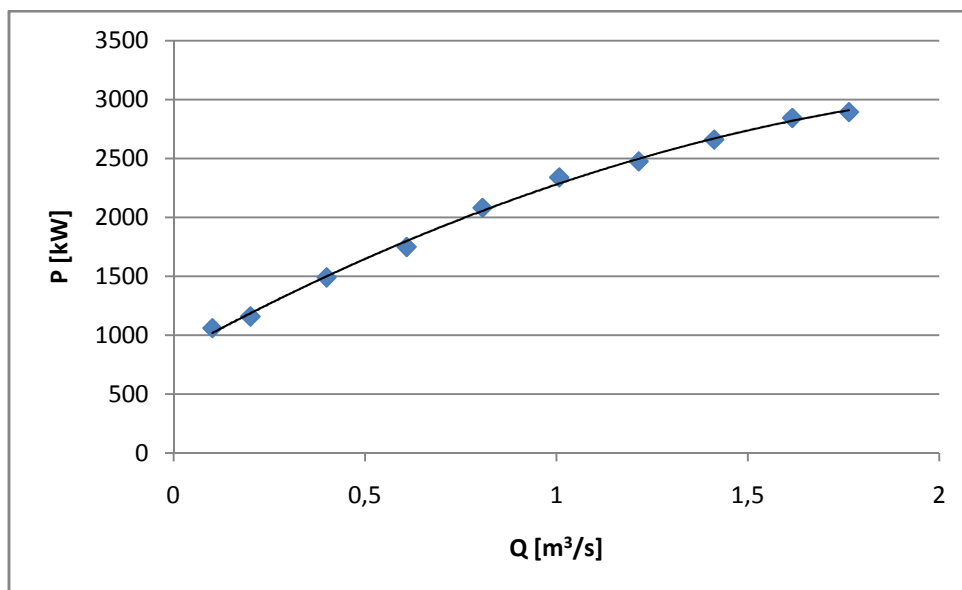
Na grafu 13 je zobrazena Q-Y charakteristika čerpadla 600 HVBW s upraveným oběžným kolem společně s charakteristikou původního čerpadla. Upravené čerpadlo vykazuje mírnou nestabilitu v oblasti nad závěrným bodem, která je vzhledem k úpravě oběžného kola změnou úhlování nevyhnutelná. Pro další použití je nutné Q – Y charakteristiku redukovat o ztráty v čerpací stanici, kvůli možnosti porovnání s charakteristikami výtlačných řadů.



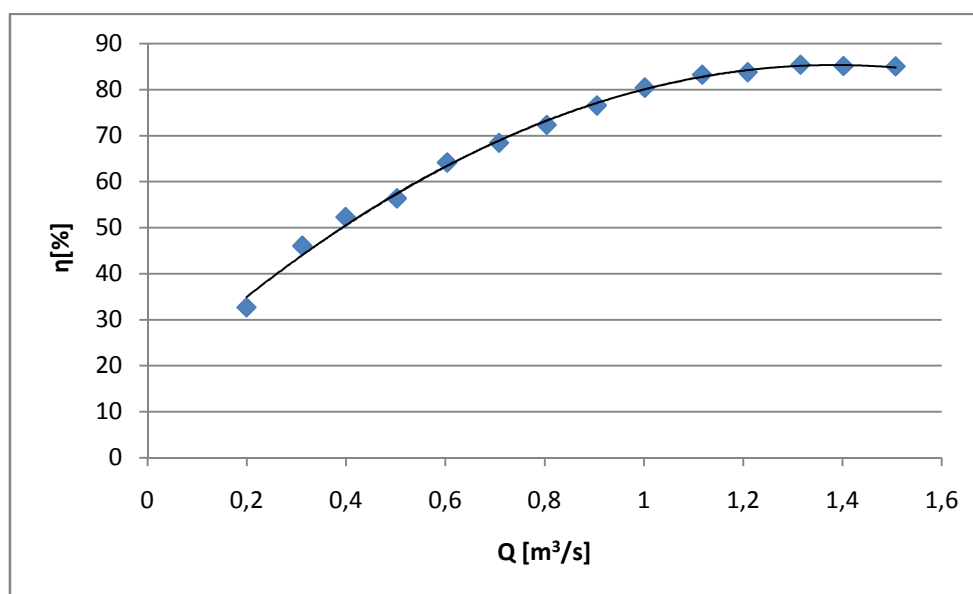
Graf 14: Charakteristika upraveného čerpadla redukováná o ztráty v čerpací stanici

6.1.2 Účinnostní a příkonová charakteristika upravených čerpadel

Provoz upravených čerpadel je možný se stávajícími motory. Česle v nátokovém kanálu jsou dimenzovány na průtok $3,4 \text{ m}^3/\text{s}$, tedy pro provoz tří čerpadel v původním provedení. Pro upravená kola je nutná úprava na vyšší průtočnost. Výměna oběžných kol si vyžádá také výměnu automatu na řízení čerpadel a elektrické ochrany.



Graf 15: P - Q charakteristika upraveného čerpadla



Graf 16: η - Q charakteristika upraveného čerpadla

6.2 Výstavba třetího výtlačného řadu DN 1600

Čerpané množství surové vody lze také zvýšit položením třetího výtlačného řadu DN 1600. Vzhledem k dispozičnímu řešení čerpací stanice a vodojemu není možné provést připojení řadu uvnitř objektů. Napojení třetího řadu by bylo realizováno před objekty, čímž by se minimalizovala nutnost změny strojního zařízení objektů. Třetí řad je nutné vybavit kalníky, odvzdušňovacími, zavzdušňovacími a vypouštěcími šachtami. Lze předpokládat, že třetí řad bude stejně dlouhý jako stávající řady a vyroben bude z oceli opatřené nátěrem.

Uvažujeme tedy střední výšku nerovností $k = 0,2\text{mm}$. Pro výpočet použijeme White – Colebrookův vztah.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right)$$

Reynoldsovo číslo pro maximální průtok jedním řadem dle současných provozních předpisů $3,4 \text{ m}^3/\text{s}$ je dle výše uvedených výpočtů $Re = 2725100$. Jmenovitá světlost potrubí je $1,6 \text{ m}$. Počáteční odhad pro iterační výpočet volíme $\lambda = 0,01$.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{2725100\sqrt{0,01}} + \frac{0,0002}{3,71 \cdot 1,6} \right)$$

Po třech iteracích došlo k ustálení výpočtu na hodnotě $\lambda = 0,013$. Pro sestavení charakteristiky řadu určíme ztrátovou konstantu třením po délce.

$$k_l = \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D \cdot S^2}$$

$$k_l = \frac{0,013 \cdot 5800}{2 \cdot 1,6 \cdot \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4}} = 5,84 \text{ m}^{-4}$$

Pro výpočet místních ztrát budeme opět uvažovat pouze ztrátu na klapce vodojemu, jejíž ztrátová konstanta je dle předchozích výpočtů $k_m = 0,043 \text{ m}^{-4}$. Pro výpočet celkové ztrátové konstanty platí:

$$Y_z = (k_m + k_l) \cdot Q^2$$

$$k = k_m + k_l = 0,043 + 5,84 = 5,87 \text{ m}^{-4}$$

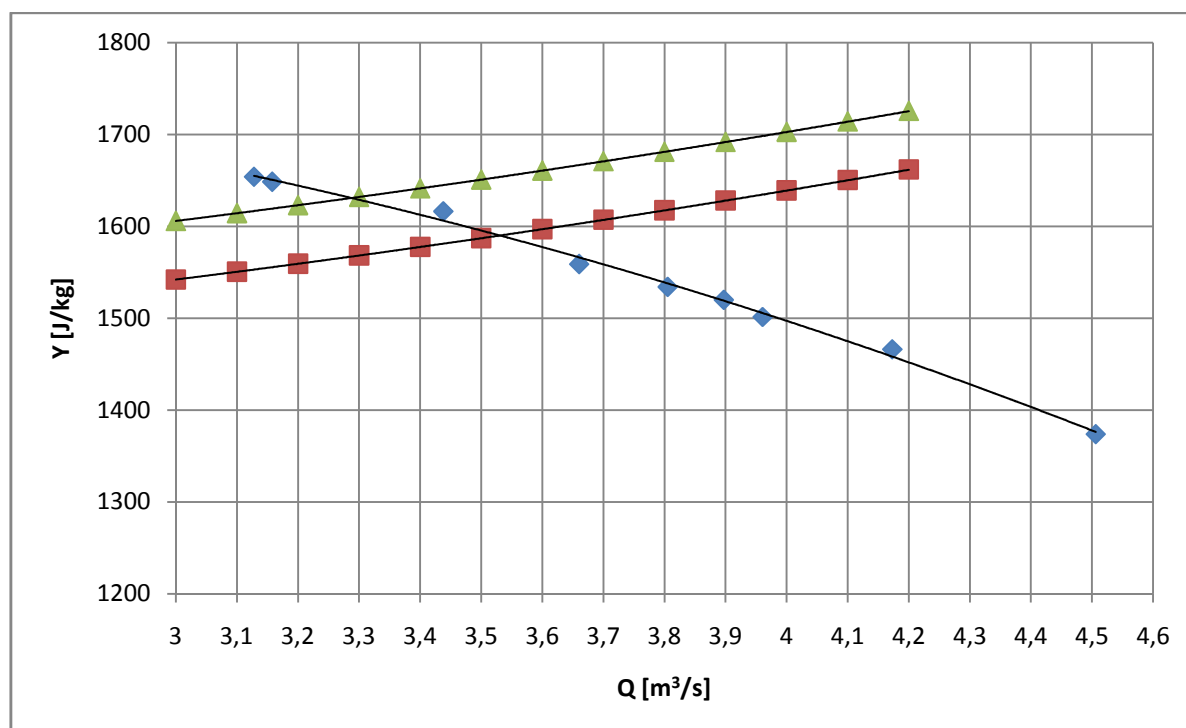
6 Provoz čerpací stanice při provozu stávajících bloků s přístavbou dvou bloků o výkonu 1600 - 1700 MW_e

6.1 Provoz v případě dostavby dvou bloků EPR 1600 o výkonu 1600 MW_e

Evropský projekt konsorcia Areva v současné době nabízí reaktorové bloky třetí generace a výkonu 1600 MW_e. Ve Francii a Finsku jsou bloky již ve fázi výstavby.

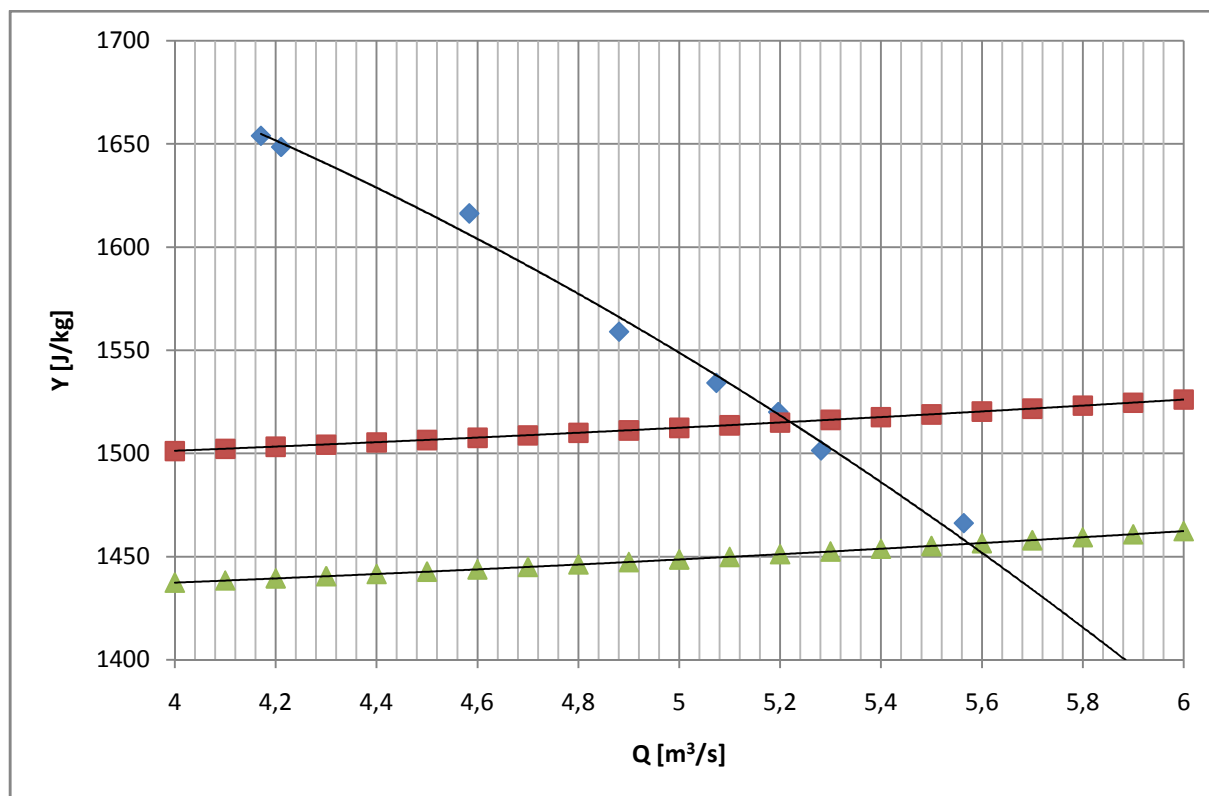
Celoroční průměrná spotřeba průmyslové vody při provozu čtyř bloků o výkonu 5200 MW_e činí 4,07 m³/s. Využití celkové kapacity současné čerpací stanice, tedy spuštění všech čtyř provozních čerpadel zajistí průtok oběma řady v rozmezí $Q = 4,84 - 5,22$ m³/s. Průměrný odběr průmyslové vody lze tedy pokrýt spuštěním tří čerpadel a spínáním čtvrtého čerpadla po dobu přibližně 18% celkového času.

Při maximální spotřebě při teplotě 30°C může požadovaný průtok narůst až na hodnotu $Q = 5,7$ m³/s, z toho plyne, že současná koncepce čerpací stanice není schopna bez porušení provozních předpisů zajistit potřebné množství průmyslové vody.



Graf 17: Souběh tří čerpadel do jednoho řadu

Z grafu 17 vyplývá, že při provozu tří čerpadel do jednoho řadu je maximální možný dodaný průtok $Q = 3,3 - 3,52 \text{ m}^3/\text{s}$, při souběhu všech šesti čerpadel v čerpací stanice bude maximální hodnota průtoku dosahovat hodnoty $Q = 6,6 - 7,04 \text{ m}^3/\text{s}$. Tento stav je však dle současných provozních předpisů nepovolený a není možné ho dále uvažovat jako provozní.

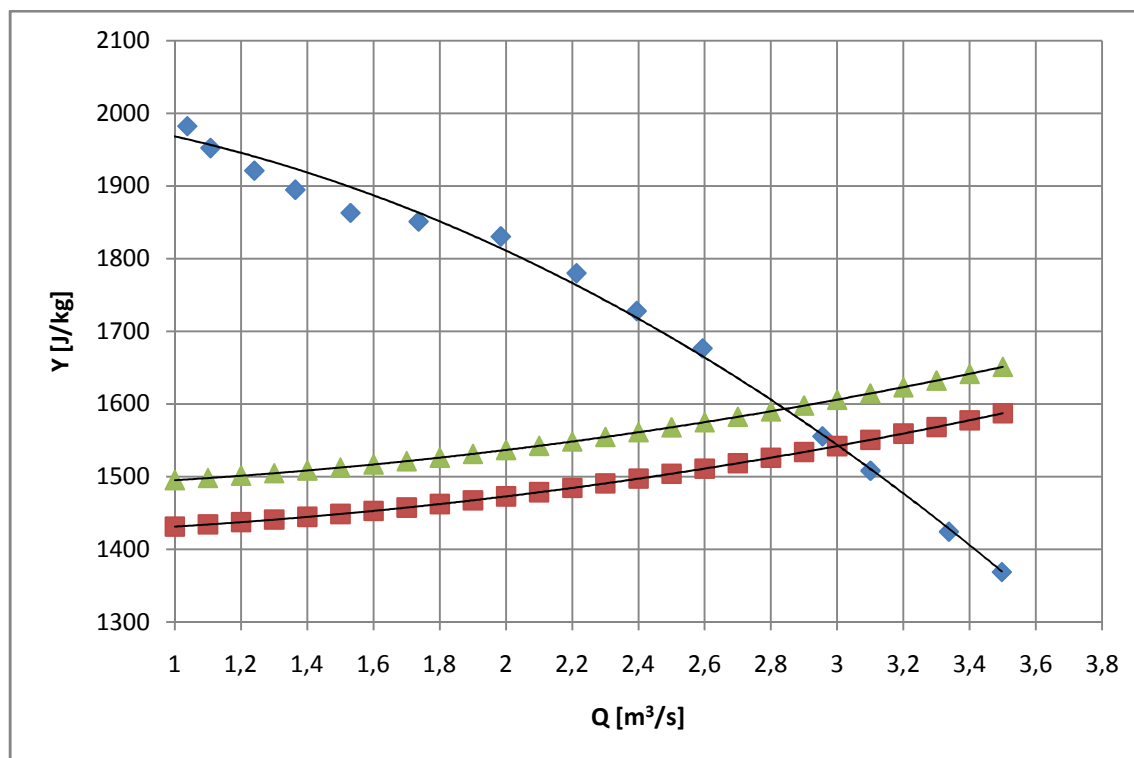


Graf 17: Souběh dvou čerpadel do třech výtlačných řadů

V grafu 17 je znázorněn souběh čtyř provozních čerpadel do dvou stávajících a jednoho nového výtlačného řadu. Maximální dodávaný průtok se zvýšil na $Q = 5,2 - 5,49 \text{ m}^3/\text{s}$. Pro blok EPR 1600 je výše vypočítaná maximální letní spotřeba vody $Q = 5,7 \text{ m}^3/\text{s}$, vzhledem k periodice plánovaných odstávek bloků, lze tento stav považovat za přijatelný.

V grafu 18 je znázorněn souběh dvou čerpadel s upravenými oběžnými koly dle nabídky Sigma a.s. do jednoho výtlačného řadu. Jedná se tedy o provozní stav poloviny čerpací stanice s jedním čerpadlem jako zálohou. Dodávané množství surové vody je v tomto případě $Q = 2,81 - 3 \text{ m}^3/\text{s}$. Při uvažování plného vytížení čerpací stanice, tedy souběh čtyř čerpadel do dvou výtlačných řadů, a současně při zachování zálohy v podobě dvou čerpadel, bude maximální průtok oběma řady $Q = 5,62 - 6 \text{ m}^3/\text{s}$.

V případě dostavby elektrárny Temelín o dva bloky EPR 1600 je tedy nejjednodušším a cenově nejvýhodnějším řešením výměna oběžných kol všech čerpadel dle nabídky Sigma a.s.



Graf 18: Souběh dvou upravených čerpadel do dvou řadů

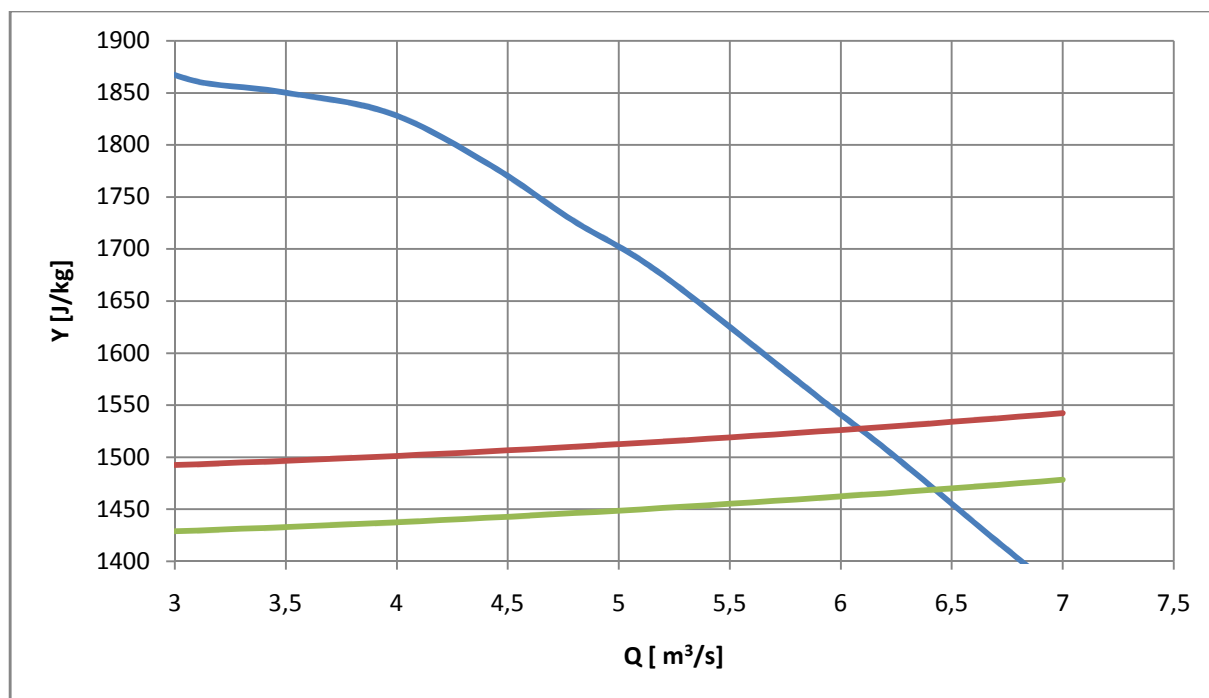
6.2 Provoz v případě dostavby dvou bloků APWR 1700 o výkonu 1700 MW_e

Projekt tlakovodních reaktorů APWR 1700 japonské společnosti Mitsubishi Heavy Industries nabízí jmenovitý elektrický výkon na jeden výrobní blok 1700 MW_e.

Průměrná spotřeba průmyslové vody si vyžádá průtok $Q = 4,22 \text{ m}^3/\text{s}$, zde platí jako v případě dostavby bloků EPR 1600, že čerpací stanice je schopna tento průtok s rezervou dodat i za současného stavu.

Při uvažování špičkové denní spotřeby při 30°C naroste spotřeba surové vody na $Q = 6 \text{ m}^3/\text{s}$. Podobně jako v předchozím případě je čerpací stanice schopna toto množství dodat pouze při výměně oběžných kol čerpadel. I v tomto případě je ovšem průtok $Q = 6 \text{ m}^3/\text{s}$ na horní hranici možností upravené čerpací stanice, za předpokladu čerpání do téměř prázdných vodojemů. Pokud vezmeme v úvahu každoroční odstávky na jednom bloku v letním období, je tento stav přijatelný.

K zajištění větší spolehlivosti dodávky je nutné realizovat výstavbu třetího výtlačného řadu. V tomto případě je podle grafu 19 maximální průtok třemi řady v rozmezí $Q = 6,15 - 6,45 \text{ m}^3/\text{s}$. Pro oba typy výrobních bloků EPR 1600 a APWR 1700 by byla zajištěna spolehlivá dodávka průmyslové vody za všech standartních provozních podmínek. Příklad souběhu čerpadel do jednoho stávajícího a jednoho nového řadu umožňuje opravu druhého stávajícího řadu, zejména vyřešení problému s hloubkovou korozí.



Graf 19: Souběh čtyř upravených čerpadel do tří výtlačných řadů

7 Vliv opravy výtlačných řadů na hydraulické ztráty

Stávající výtlačné řady jsou značně poškozeny hloubkovou korozí, v zájmu zachování spolehlivosti dodávky a zamezení případných úniků po trase potrubí je nutné provést konzervaci vnitřního povrchu, případně kompletní opravu výtlačného řadu.

Jako nejjednodušší řešení problému nabízejí dodavatelé provedení bezvýkopových oprav výtlačných řadů cementací, nanesením epoxidové výstelky případně vyvložkováním potrubí.

Nanesení epoxidové výstelky vyžaduje relativně zachovalé potrubí se začínající korozí, v našem případě jde podle dosavadních zjištění o hloubkovou korozi, použití epoxidové výstelky je tedy nereálné. Vyvložkování stávajícího potrubí značně sníží světlost řadu, vzhledem k nutnosti navýšení průtoků oproti původnímu projektu je výrazné snížení světlosti potrubí nepřijatelné.

V současné době se jako nepřijatelnější oprava nabízí cementace. Jedná se o nanesení cementové malty na vnitřní stěnu potrubí. Metoda spočívá ve vyvolání chemického spojovacího procesu mezi ocelovým povrchem a cementovou směsí. V případě potrubí DN 1600 dojde ke snížení světlosti potrubí na přibližně 1550mm. Střední výška nerovností se v takto opraveném potrubí pohybuje v rozmezí $k = 0,5 - 1$ mm. Pro výpočty budeme uvažovat horní hranici rozsahu, vzhledem k současnému stavu potrubí. Pro výpočet koeficientu tření λ použijeme opět White – Colebrookův vztah v implicitním tvaru.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right)$$

Jako v předchozích případech uvažujeme průtok řadem $Q = 3,4 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{3,4}{\frac{\pi \cdot 1,550^2}{4}} = 1,8 \text{ m/s}$$

Pro výpočet Reynoldsova čísla platí vztah.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,8 \cdot 1,55}{1,004 \cdot 10^{-6}} = 2778884$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{2778884\sqrt{\lambda}} + \frac{0,001}{3,71 \cdot 1,550} \right)$$

K ustálení výpočtu došlo po třech iteracích na hodnotě $\lambda=0,018$. Pro srovnání s předchozími výpočty vyjádříme ztrátovou konstantu třením po délce v opraveném řadu.

$$k_l = \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D \cdot S^2} = \frac{0,018 \cdot 5800}{2 \cdot 1,55 \cdot 1,89^2} = 9,42 \text{ m}^{-4}$$

Podle uvedených výpočtů je zřejmé, že v případě cementování povrchu nevzroste ztrátová konstanta výtlačného řadu. Podle našich výpočtů vychází ztrátová konstanta nižší než při současném stavu a to i přes snížení světlosti potrubí. Uvedené výpočty jsou pouze orientační a vycházejí z katalogových hodnot firem zabývajících se danou činností. Pro přesné určení výsledných parametrů je nutné provést studii vlivu cementace na současný zkorodovaný povrch a případně provést zkoušku.

8 Kontrola protirázové ochrany pro zvýšený průtok

8.1 Metoda charakteristik a odvození okrajových podmínek

Pro kontrolu protirázové ochrany výtlačného řadu v případě zvýšení parametrů čerpadel sestavíme matematický model systému a pomocí metody charakteristik určíme průběh tlaku v případě spuštění čerpadel a jejich výpalcích. Do matematického modelu je nutno zahrnout systém protirázové ochrany, který sestává ze tří větrníků o objemu 30 m^3 pro každý řad. Větrníky jsou umístěny v čerpací stanici v mezipatře nad automatickou tlakovou stanicí, která zajišťuje jejich plnění tlakovým vzduchem.

Metoda charakteristik je založena na řešení počátečního, vnitřního a koncové uzlu pomocí vypočtených hodnot okolních uzlů. V případě počátečního a koncové uzlu je nutné doplnit okrajovou podmínkou.

Pro vnitřní uzel lze zapsat rovnice metody charakteristik v následující podobě:

$$p_j^t - p_{j-1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot (Q_j^t - Q_{j-1}^{t-\Delta t}) + K_2 \cdot |Q_{j-1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t} = 0$$

$$p_j^t - p_{j+1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot (Q_j^t - Q_{j+1}^{t-\Delta t}) + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} = 0$$

$p_{j\pm 1}^{t\pm\Delta t}$ [Pa] - tlak v určitém časovém kroku a uzlu

$Q_{j\pm 1}^{t\pm\Delta t}$ [m^3/s] - průtok v určitém časovém kroku a uzlu

Kde konstanty K_1 a K_2 vyjadřují:

$$K_1 = \frac{4 \cdot \rho \cdot a}{\pi \cdot D^2}$$

$$K_2 = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \Delta x}{\pi^2 \cdot D^5}$$

ρ [kg/m^3] - hustota tekutiny

Δx [m] - vzdálenost jednotlivých výpočetních uzlů

a [m/s] - rychlost zvuku

λ [—] - koeficient tření

D [m] - průměr potrubí

8.1.1 Přenosová rovnice pro větrník protirázové ochrany

Pro přenos přes větrník protirázové ochrany lze odvodit přenosovou rovnici v následujícím tvaru.

Při uvažování izotermického děje platí Boyleův – Mariottův zákon.

$$p \cdot V = konst.$$

Pro časovou změnu tedy platí:

$$\frac{d(p \cdot V)}{dt} = 0$$

$$p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} = 0$$

Změna objemu v čase vyjadřuje průtok vzdušníkem.

$$\frac{dV}{dt} = -Q_v$$

Po dosazení získáme vztah pro průtok do vzdušníku.

$$\frac{dp}{dt} \cdot \frac{V}{p} = Q_v$$

Pro časovou změnu tlaku platí:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_v^t - p_v^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

Při zavedení podmínky $p \cdot V = p_0 \cdot V_0$ získáme vztah pro průtok do vzdušníku:

$$V = \frac{p_0 \cdot V_0}{p}$$

$$Q_v = \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_v^t - p_v^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

$p_v^{t \pm \Delta t}$ [Pa] - tlak ve větrníku v určitém uzlu a časovém kroku

Δt [s] - časový krok

Tlak ve větrníku je roven tlaku v sousedních uzlech, platí tedy podmínka:

$$p_1 = p_2 = p_v$$

p_1 [Pa] - tlak v uzlu před větrníkem

p_1 [Pa] - tlak v uzlu za větrníkem

Tlak ve větrníku lze vyřešit jako soustavu čtyř následujících rovnic.

$$Q_1 - Q_2 - Q_v = 0$$

Q_1 [m³/s] - průtok v uzlu před větrníkem

Q_2 [m³/s] - průtok v uzlu za větrníkem

Z rovnic metody charakteristik pro vnitřní uzlový bod lze vyjádřit:

$$Q_1^t = \frac{-p_v^t - p_{j-1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j-1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t}}{K_1}$$

$$Q_1^t = \frac{p_v^t - p_{j+1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}}{K_1}$$

Rovnice pro průtok do větrníku upravíme do tvaru:

$$Q_v^t = \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_v^t - p_v^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

Řešením předcházejících rovnic získáme výslednou rovnici:

$$\begin{aligned} & (-p_v^t - p_{j-1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j-1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t}) \\ & - (p_v^t - p_{j+1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}) - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot K_1}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_v^t - p_v^{t-\Delta t}}{\Delta t} = 0 \end{aligned}$$

Po úpravě získáme výsledný vztah pro tlak ve větrníku.

$$p_v^t = \frac{p_{j-1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t} - K_2 \cdot |Q_{j-1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j-1}^{t-\Delta t} + p_{j+1}^{t-\Delta t} - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot K_1}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_v^{t-\Delta t}}{\Delta t}}{2 + \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot K_1}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \Delta t}$$

8.1.2 Odvození okrajové podmínky pro čerpadlo

Pro odvození okrajové podmínky čerpadla na začátku systému použijeme tlakovou charakteristiku čerpadla proloženou polynomem druhého stupně.

$$p_{\check{c}} = a \cdot Q_{\check{c}}^2 + b \cdot Q_{\check{c}} + c$$

a,b,c [-] - konstanty charakteristiky čerpadla

Společně s rovnicí metody charakteristik pro zpětný krok s tlakovou okrajovou podmínkou získáme soustavu rovnic pro výpočet průtoku čerpadlem.

$$p_{\check{c}}^t = p_{j+1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_{\check{c}}^t - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}$$

Pro zjednodušení zavedeme substituci.

$$K_3 = p_{j+1}^{t-\Delta t} - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}$$

Po dosazení p-Q charakteristiky čerpadla získáme kvadratickou rovnici ve tvaru:

$$a \cdot Q_{\check{c}}^2 + b \cdot Q_{\check{c}} + c = K_3 + K_1 \cdot Q_{\check{c}}^t$$

$$0 = a \cdot Q_{\check{c}}^2 + (b - K_1) \cdot Q_{\check{c}} + (c - K_3)$$

Po vyčíslení diskriminantu a dosazení získáme řešení rovnic ve tvaru:

$$Q_{\check{c}} = \frac{-(b - K_1) \pm \sqrt{(b - K_1)^2 - 4 \cdot a \cdot (c - K_3)}}{2 \cdot a}$$

Konečný tvar rovnice okrajové podmínky pro čerpadlo je tedy:

$$Q_{\check{c}} = \frac{-(b - K_1) \pm \sqrt{(b - K_1)^2 - 4 \cdot a \cdot [c - (p_{j+1}^{t-\Delta t} - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t})]}}{2 \cdot a}$$

8.1.3 Odvození společné okrajové podmínky pro čerpadlo a větrník

V případě čerpací stanice Hněvkovice jsou větrníky protirázové ochrany umístěny v blízkosti výtlačku čerpadla, je tedy nutné spojit rovnici okrajové podmínky čerpadla a přenosovou rovnici větrníku do jednoho uzlu. Řešení je podobné jako v předešlých případech a spočívá v sestavení čtyř rovnic.

Rovnice p-Q charakteristiky čerpadla proložená polynomem druhého stupně:

$$p_{v\check{c}} = a \cdot Q_1^2 + b \cdot Q_1 + c$$

$p_{v\check{c}}$ [Pa] - tlak na výstupu z čerpadla a větrnicích

Rovnice pro průtok větrníkem:

$$Q_v^t = \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_{v\check{c}}^t - p_{v\check{c}}^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

$$Q_1^t - Q_2^t - Q_v = 0$$

Rovnice metody charakteristik pro zpětný krok:

$$p_{v\check{c}}^t = p_{j+1}^{t-\Delta t} + K_1 \cdot Q_2^t - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}$$

Pro zjednodušení zavedeme konstantu K_3 :

$$K_3 = p_{j+1}^{t-\Delta t} - K_1 \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t} + K_2 \cdot |Q_{j+1}^{t-\Delta t}| \cdot Q_{j+1}^{t-\Delta t}$$

$$p_{v\check{c}}^t - K_1 \cdot Q_2^t = K_3$$

Z rovnice vyjádříme člen Q_2^t .

$$\frac{K_3 - p_{vč}^t}{K_1} = Q_2^t$$

Dosazením získáme výslednou rovnici pro průtoky.

$$Q_1 = \frac{K_3 - p_{vč}^t}{K_1} + \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_{vč}^t - p_{vč}^{t-\Delta t}}{\Delta t}$$

Po dosazení do rovnice charakteristiky čerpadla získáme výslednou kvadratickou rovnici ve tvaru:

$$p_{vč}^t = a \cdot \left(\frac{K_3 - p_{vč}^t}{K_1} + \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_{vč}^t - p_{vč}^{t-\Delta t}}{\Delta t} \right)^2 + b \cdot \left(\frac{K_3 - p_{vč}^t}{K_1} + \frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2} \cdot \frac{p_{vč}^t - p_{vč}^{t-\Delta t}}{\Delta t} \right) + c$$

Po úpravě získáme následující tvar rovnice:

$$p_{vč}^t = a \cdot \left(\frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_{vč}^t}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} - \frac{p_{vč}^t}{K_1} + \frac{K_3}{K_1} - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_v^{t-\Delta t}}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} \right)^2 + b \cdot \left(\frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_{vč}^t}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} - \frac{p_{vč}^t}{K_1} + \frac{K_3}{K_1} - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_v^{t-\Delta t}}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} \right) + c$$

Pro zjednodušení nahradíme konstanty členy L a M.

$$p_{vč}^t = a \cdot \left[\underbrace{p_{vč}^t \left(\frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} - \frac{1}{K_1} \right)}_L + \underbrace{\left(\frac{K_3}{K_1} - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_v^{t-\Delta t}}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} \right)}_M \right]^2 + b \cdot \left[\underbrace{p_{vč}^t \left(\frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} - \frac{1}{K_1} \right)}_L + \underbrace{\left(\frac{K_3}{K_1} - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_v^{t-\Delta t}}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} \right)}_M \right] + c$$

Výsledná kvadratická rovnice s použitím výše zavedené substituce má tvar:

$$0 = p_{vč}^t{}^2 \cdot L^2 \cdot a + p_{vč}^t \cdot (2 \cdot a \cdot L \cdot M + b \cdot L - 1) + (c + a \cdot M^2 + b \cdot M)$$

Po vyřešení získáme vztah pro výpočet tlaku ve větrníku a čerpadle.

$$p_{vč}^t = \frac{-(2 \cdot a \cdot L \cdot M + b \cdot L - 1) \pm \sqrt{(2 \cdot a \cdot L \cdot M + b \cdot L - 1)^2 - 4 \cdot (L^2 \cdot a) \cdot (c + a \cdot M^2 + b \cdot M)}}{2 \cdot L^2 \cdot a}$$

Kde platí:

$$M = \left(\frac{K_3}{K_1} - \frac{p_0 \cdot v_0 \cdot p_v^{t-\Delta t}}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} \right), L = \left(\frac{p_0 \cdot v_0}{(p_v^{t-\Delta t})^2 \cdot \Delta t} - \frac{1}{K_1} \right), K_1 = \frac{4 \cdot \rho \cdot a}{\pi \cdot D^2}, K_2 = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \Delta x}{\pi^2 \cdot D^5}$$

8.2 Sestavení matematického modelu výtlačného řadu

Matematický model pro výpočet metodou charakteristik byl sestaven v programu Microsoft Excel. Základní parametry modelu jsou následující.

$a = 1000 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - rychlost zvuku v systému

$\lambda = 0,031$ - koeficient tření dle výpočtu v kapitole 2.2

$dt = 0,29 \text{ s}$ - časový krok

$dx = 290 \text{ m}$ - vzdálenost mezi jednotlivými uzly

Kontrola potrubí proti tlakovým špičkám vzniklým při vodním rázu byla prováděna pro nejhorší možné varianty, tedy provoz čerpadel do jednoho řadu, kdy jsou v činnosti pouze tři větrníky, druhý řad je odpojen. Statická výška čerpání je nejvyšší možná, tedy vodojemy jsou těsně před naplněním.

Průběh zavírání kuželového uzávěru byl prováděn dle garantovaných minimálních časů zavírání.

1. fáze zdvihu 100-10% zdvihu za 3s

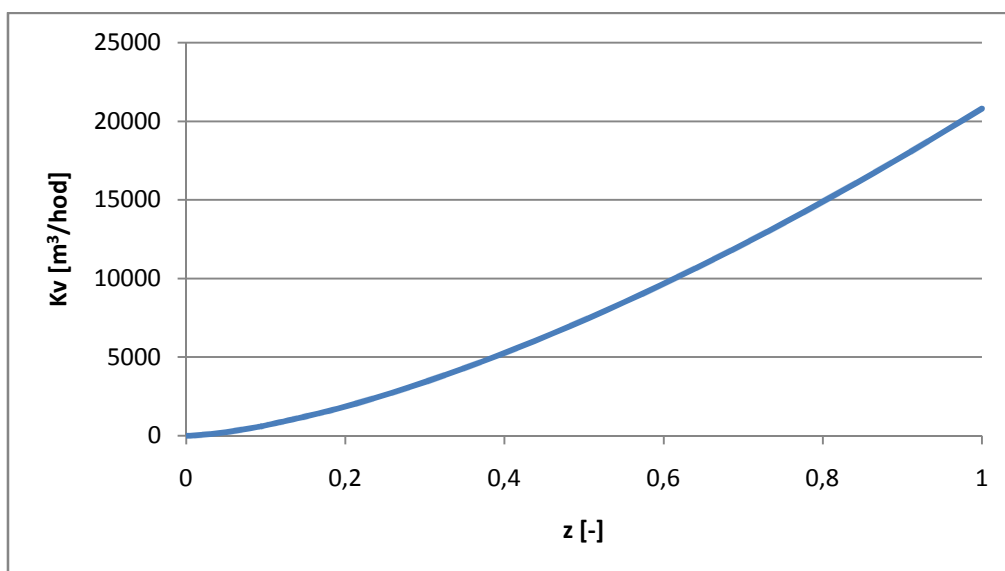
2. fáze zdvihu 10-0% zdvihu za 3s

Průtokový součinitel K_v byl volen dle následujícího vztahu.

$$K_v = K_{vmax} \cdot z^{1.5}$$

$z [-]$ - otevření kuželového uzávěru

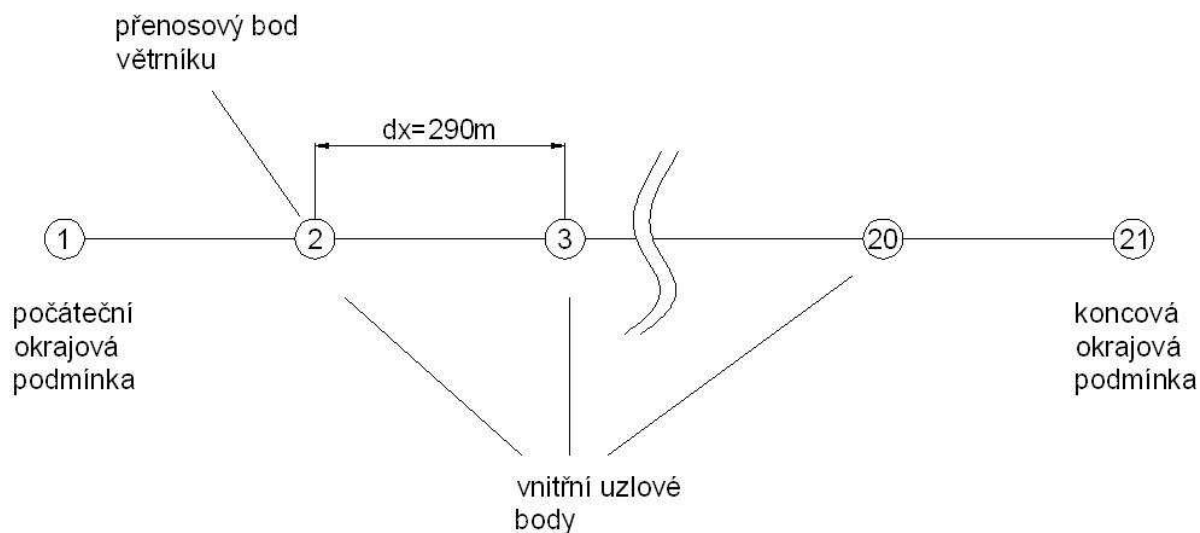
$K_{vmax} [\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$ - maximální průtokový součinitel kuželového uzávěru



Graf 20: Průběh zavírání kuželového uzávěru

Pro modelování jednotlivých situací byla použita jako tlaková koncová okrajová podmínka, počáteční okrajová podmínka byla měněna v závislosti na stavu čerpání a počtu

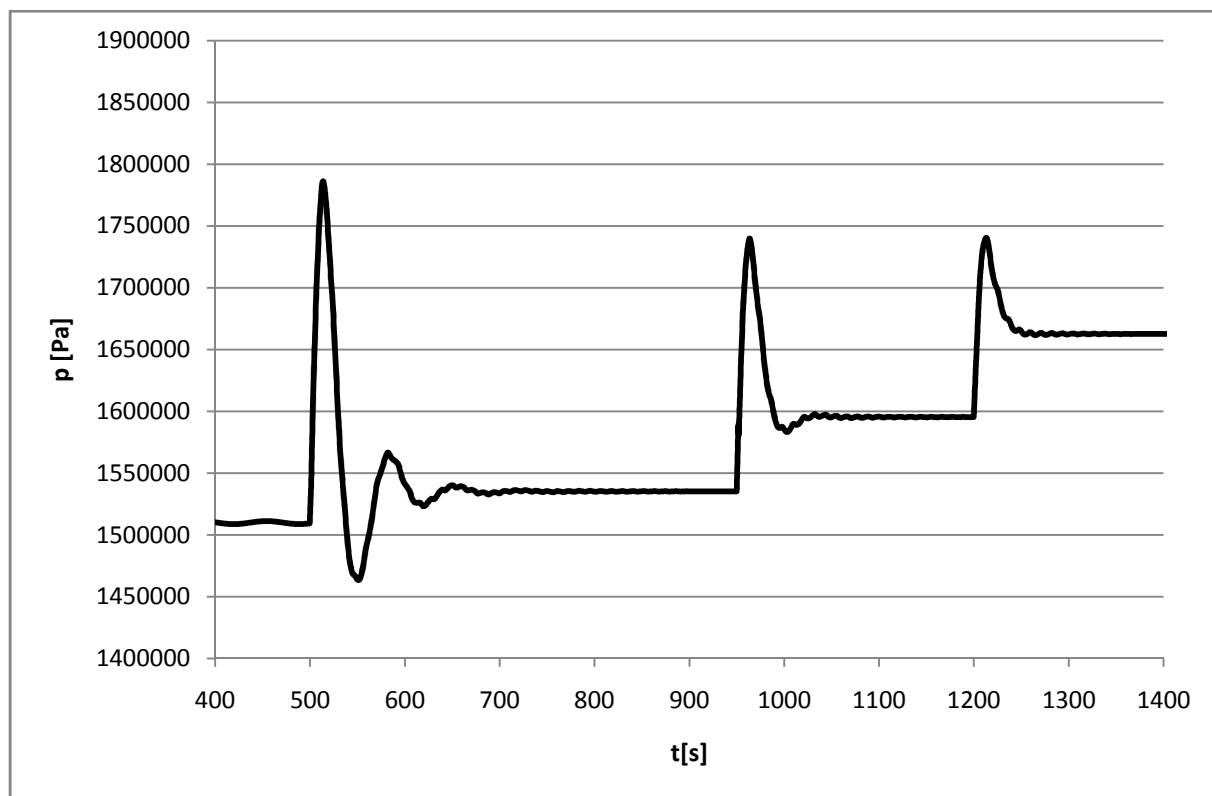
spuštěných čerpadel. Větrníky protirázové ochrany byli v rámci zjednodušení problému umístěny jako samostatný druhý uzel systému, což plně nesouhlasí s uspořádáním čerpací stanice. Námi modelovaným způsobem vycházejí větrníky ve vzdálenosti dx od čerpadel. Chyby tímto způsobené jsou při řešení celého systému zanedbatelné.



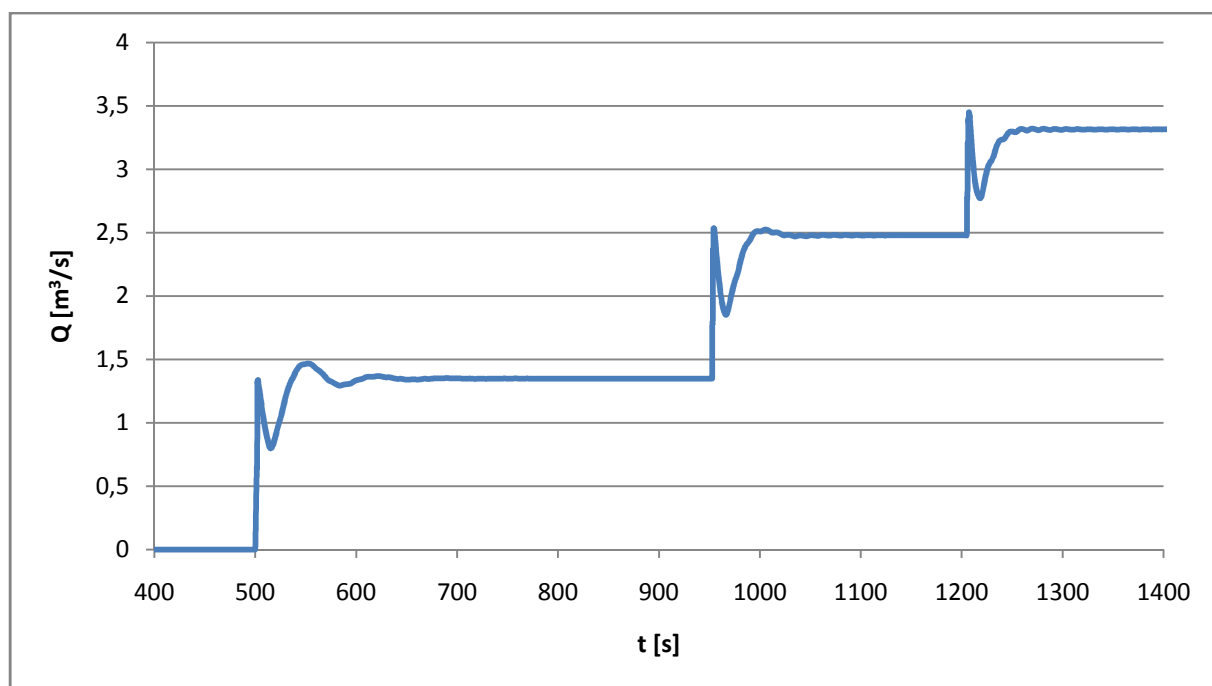
Obrázek 5: Schéma matematického modelu

8.3 Simulace startů čerpadel

V tomto případě byly zjišťovány tlakové a průtokové odezvy systému na spouštění čerpadel s upravenými oběžnými koly. Kritickým místem celého systému je místo kuželového uzávěru, kde je nejvyšší statická výška kapaliny. Potrubí a zařízení čerpací stanice je konstruováno pro PN 25, maximální dovolený tlak je tedy 2,5 MPa. Spouštění čerpadel probíhá vždy postupně do uklidněného stavu.



Graf 21: Průběh tlaku v místě uzávěru při spouštění čerpadel



Graf 22: Průtok v místě uzávěru při spuštění čerpadel

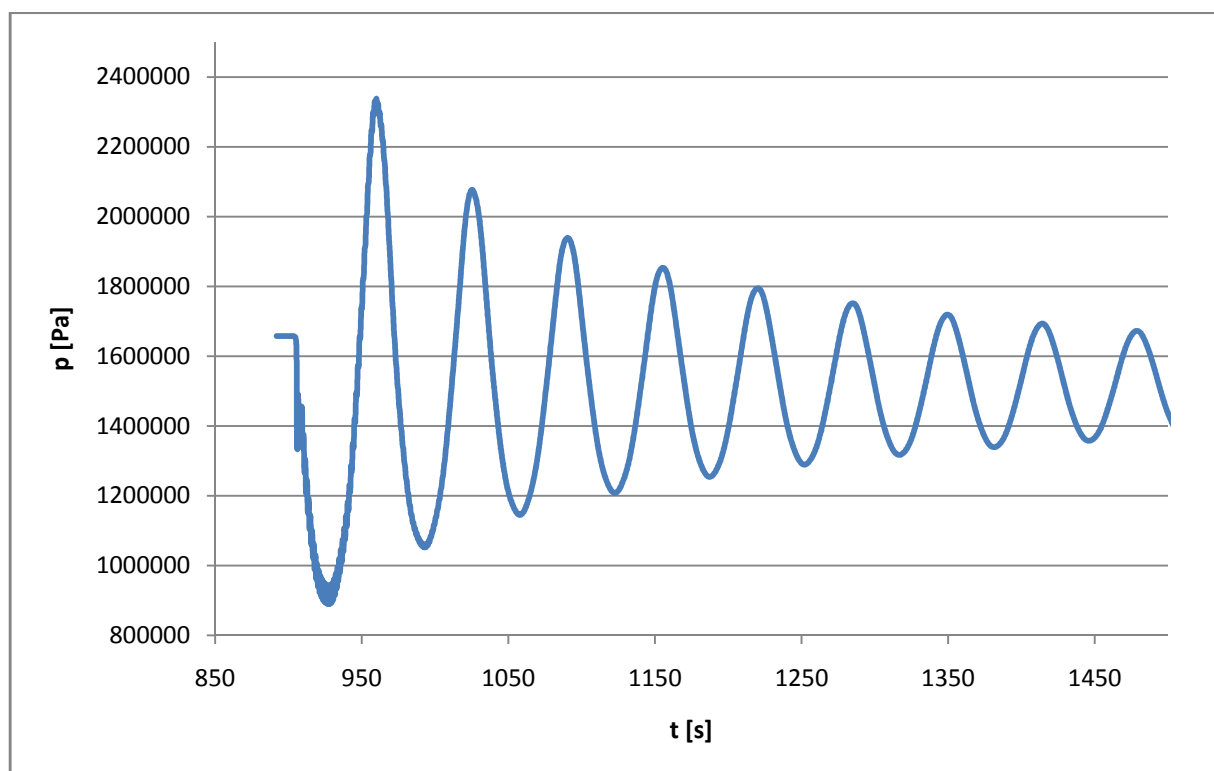
Z průběhu tlaků a průtoků je zřejmé, že při spouštění čerpadel s upravenými oběžnými koly nehrozí nebezpečí pro potrubí a zařízení čerpací stanice, které je dimenzováno pro maximální tlak 2,5 MPa.

8.4 Simulace výpadků čerpadel

V průběhu kontroly systému při případných výpadcích čerpadel bylo nutné kontrolovat tlakové špičky vzniklé výpadkem čerpadel a najít maximální množství vzduchu ve větrníku aby nedošlo k úniku vzduchu do potrubí.

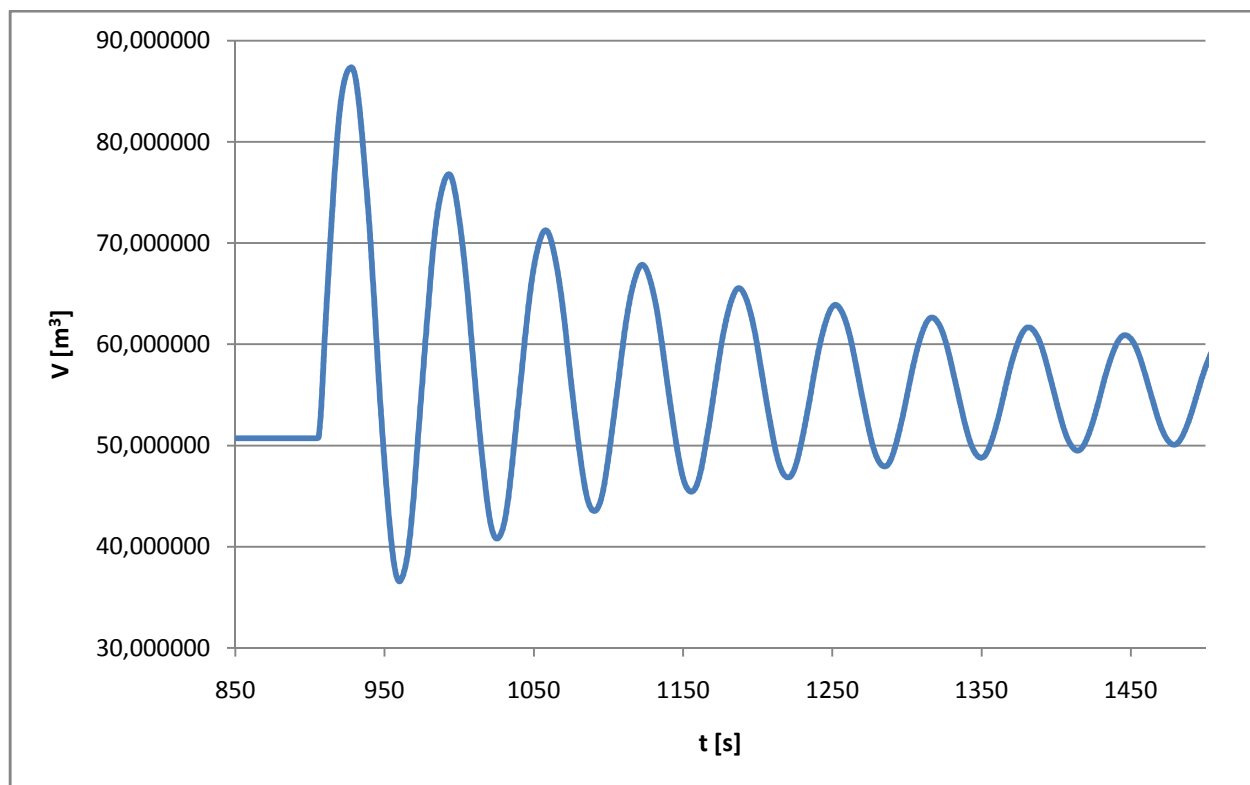
8.4.1 Výpadek tří čerpadel s upraveným kolem

Jako první provedeme kontrolu systému při současném výpadku tří čerpadel s upraveným kolem.



Graf 23: Výpadek tří upravených čerpadel

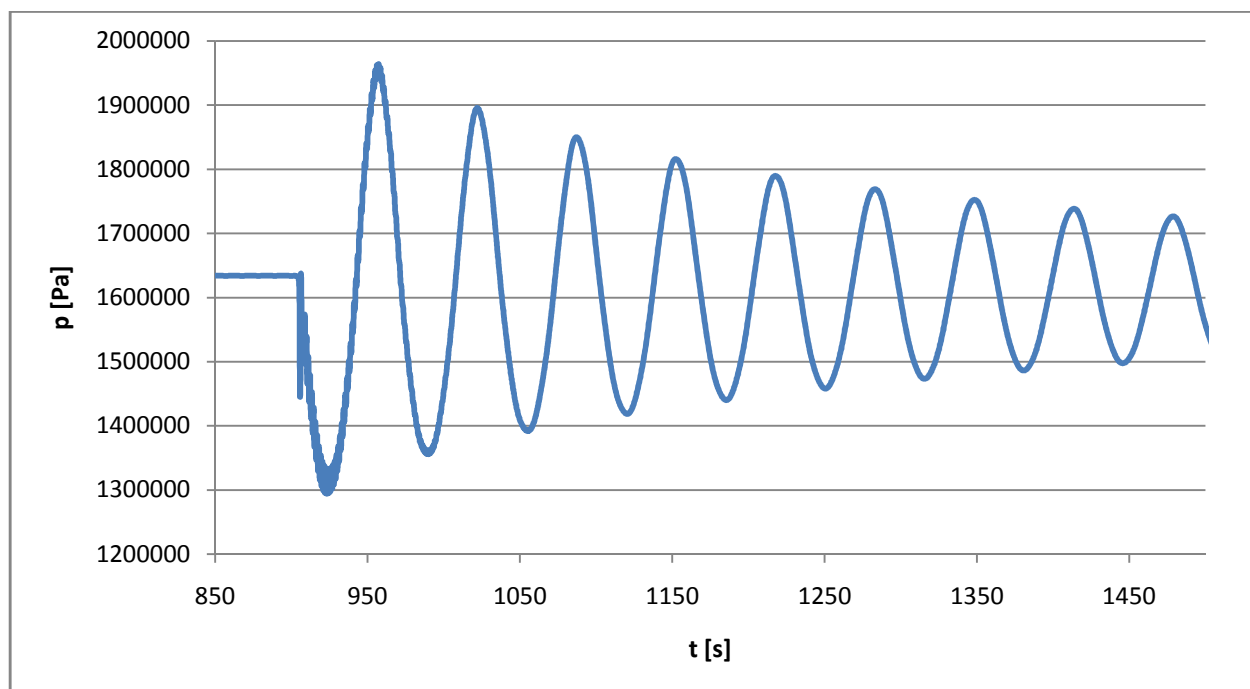
Výše uvedený graf je simulace výpadku čerpadel při čerpání pouze do jednoho řadu, to znamená, že jsou v provozu tři větrníky protirázové ochrany. V tomto případě jsou plněny na 61% své kapacity při vypnutých čerpadel, tato hodnota je maximální, kdy nedojde k úniku plynu do potrubí. Z grafu je patrné, že ani v tomto případě nedojde k ohrožení potrubí a zařízení PN 25. Maximální hodnota tlaku při vypnutí činí v tomto případě 2,34 MPa. Při provozu bude nutné ponechat rezervu pro plnění vzdušníku. Maximální hodnoty tlaku 2,5MPa bude dosaženo, pokud budou větrníky v klidovém stavu naplněny na 45%, tento stav se dá považovat za mezní. V grafu 24 je znázorněna změna objemu plynu ve větrnících při naplnění na 61% kapacity, tzn. 55 m³. Z grafu je patrné, že při objemu větrníku 90 m³ ještě nedochází k úniku plynu do potrubí.



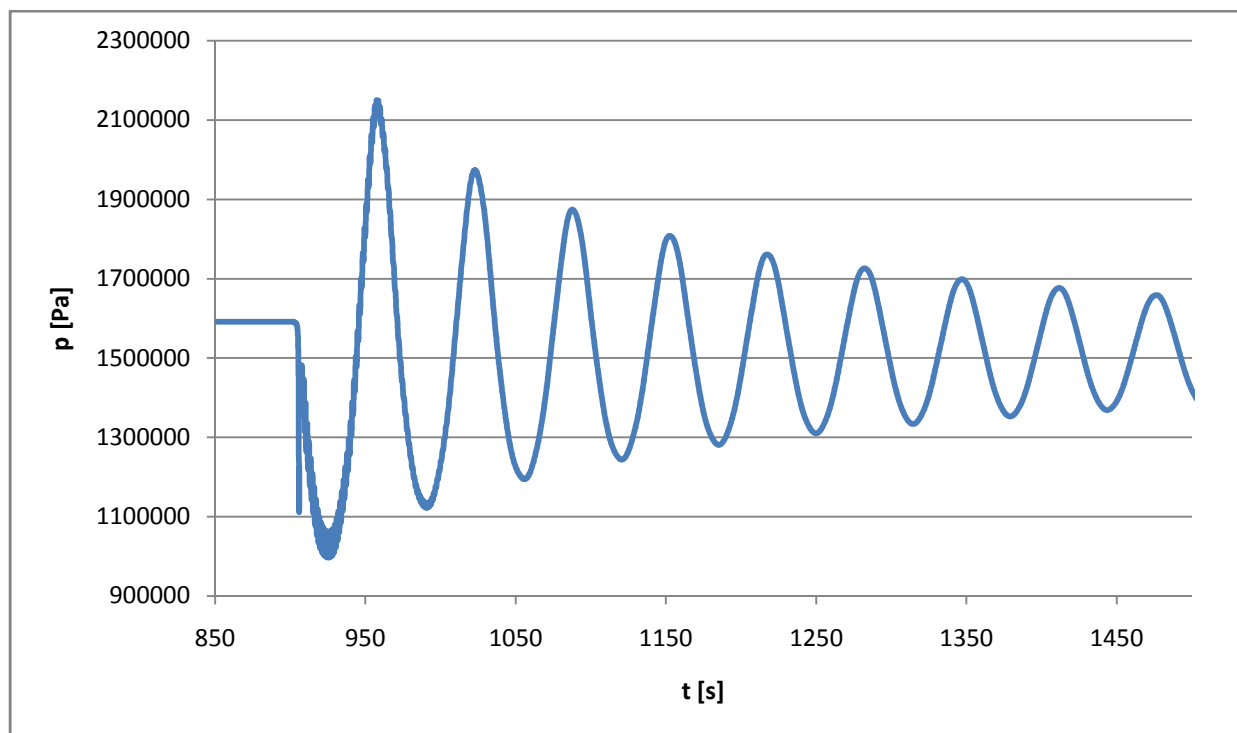
Graf 24: Změna objemu plynu ve větrnicích při výpadku čerpadel

8.4.2 Výpadek jednoho a dvou čerpadel s upraveným oběžným kolem

Pro kontrolu vykreslíme tlakový průběh při výpadku jedno a dvou upravených čerpadel.



Graf 25: Výpadek jednoho upraveného čerpadla



Graf 26: Výpadek dvou upravených čerpadel

Výše uvedené grafy jsou vykresleny při plnění větrníků na 61%. Z průběhu tlaků je patrné, že kritický je výpadek tří čerpadel, výpadek jednoho nebo dvou čerpadel s upraveným kolem systém neohroží.

9. Závěr

Diplomová práce řeší dostatečné zásobování Jaderné elektrárny Temelín surovou vodou v případě, že bude rozšířena o dva nové bloky a to při všech provozních podmínkách. Předchází tak nedostatečnému plnění vodojemů, kdy je ohrožena výrobní schopnost elektrárny, v krajním případě může dojít i k vynucenému odstavení bloků.

Pro zhodnocení současné koncepce byla použita data získána garančním a ověřovacím měřením čerpací stanice doplněná o poznatky z dlouhodobého provozu. Pro zjištění spotřeby přídatné průmyslové vody jsme vycházeli z informací získaných celoročním sledováním provozu elektrárny. Množství spotřebované surové vody je velmi závislé na teplotě vzduchu v areálu elektrárny, proto bylo nutné provést studii také pro případ špičkových letních teplot.

Čerpací stanice Hněvkovice momentálně zásobuje vodou dva bloky VVER 1000 o výkonu $2 \times 1000 \text{ MW}_e$. Podle původního záměru však byla dimenzována na čtyři bloky o celkovém výkonu $4 \times 1000 \text{ MW}_e$. Výpočtem bylo zjištěno, že pokud bude využito reaktorů $2 \times \text{VVER } 1000$ o výkonu $2 \times 1050 \text{ MW}_e$ nebo ATMEA o výkonu $2 \times 1100 \text{ MW}_e$ a nebo Toshiba AP 1000 o výkonu $2 \times 1200 \text{ MW}_e$, bude stále zajištěno spolehlivé plnění vodojemů a to díky konstrukčním rezervám, se kterými byla stanice navržena. Pokud při dostavbě využijeme reaktorů EPR 1600 a APWR 1700 o jmenovitých výkonech 1600 a 1700 MW_e , bude zapotřebí vyměnit oběžná kola čerpadel dle nabídky Sigma Lutín a.s. Toto řešení je přijatelnější než zvyšování počtu čerpadel, které by si vyžádalo rozsáhlé stavební úpravy čerpací stanice a vtokových objektů. Jako nutné se v případě výstavby bloků EPR nebo APWR jeví také položení třetího výtlačného řadu. Tím by byla vytvořena kapacitní rezerva, která by umožňovala případné odstavení a opravu stávajících řadů při provozu elektrárny.

V případě navýšení čerpaného množství výměnou oběžných kol je nutné zkontrolovat systém protirázové ochrany čerpací stanice. Při kontrole jsme sledovali chování systému při spouštění a výpadcích upravených čerpadel. Pro simulaci bylo nutné sestavit matematický model řadu založený na metodě charakteristik. Podle výsledků simulací lze považovat současnou protirázovou ochranu čerpací stanice a výtlačného řadu za dostatečnou i pro případné navýšení čerpaného množství výměnou oběžných kol čerpadel.

10. Seznam použitých zdrojů

- [1] ČEZ a.s, oficiální webové stránky dostupné na www.cez.cz
- [2] ZAHRÁDKA, I., *Garanční a ověřovací měření čerpadel surové vody*, JE Temelín. 1994
- [3] Interní dokumentace a provozní předpisy JE Temelín.
- [4] SIGMA LUTÍN a.s, oficiální webové stránky dostupné na www.sigma.cz

11. Seznam tabulek, obrázků a grafů

11.1 Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| Obrázek 1: Jaderná elektrárna Temelín [1] | 10 |
| Obrázek 2: Vizualizace elektrárny po dostavě [1] | 11 |
| Obrázek 3: Čerpací stanice Hněvkovice [1] | 12 |
| Obrázek 4: Čerpadlo Sigma Lutín 600 HVBW [4] | 13 |
| Obrázek 5: Schéma matematického modelu | 53 |

11.2 Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tabulka 1: Účinnost motoru v závislosti na výkonu [2] | 15 |
| Tabulka 2: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot | 17 |
| Tabulka 3: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot | 19 |
| Tabulka 4: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot | 20 |
| Tabulka 5: Tabulka vypočtených hodnot | 22 |
| Tabulka 6: Průměrná spotřeba průmyslové vody během roku [3] | 29 |

11.3 Seznam grafů

| | |
|--|----|
| Graf 1: Závislost účinnosti motoru na výkonu a proložení grafu polynomem 5. stupně | 16 |
| Graf 2: Příkonová charakteristika čerpadla | 17 |
| Graf 3: Q - Y charakteristika čerpadla přepočítaná na jmenovité otáčky | 19 |
| Graf 4: Q - η_c charakteristika čerpadla se zobrazeným garantovaným bodem výrobce | 20 |
| Graf 5: Graf redukované měrné energie čerpadla o ztráty v čerpací stanici | 23 |
| Graf 6: Závislost celkové měrné ztrátové energie řadu na průtoku | 26 |
| Graf 7: Ztráty ve výtlačném řadu | 28 |
| Graf 8: Závislost spotřeby vody na ročním období | 30 |
| Graf 9: Závislost spotřeby vody na teplotě vzduchu | 30 |
| Graf 10: Provoz čerpadla do jednoho řadu | 32 |
| Graf 11: Souběh dvou čerpadel do jednoho výtlačného řadu | 33 |
| Graf 12: Souběh dvou čerpadel do dvou řadů | 34 |
| Graf 13: Charakteristika upraveného čerpadla | 37 |
| Graf 14: Charakteristika upraveného čerpadla redukována o ztráty v čerpací stanici | 38 |
| Graf 15: P - Q charakteristika upraveného čerpadla | 39 |
| Graf 16: η - Q charakteristika upraveného čerpadla | 39 |
| Graf 17: Souběh dvou čerpadel do třech výtlačných řadů | 42 |
| Graf 18: Souběh dvou upravených čerpadel do dvou řadů | 43 |
| Graf 19: Souběh čtyř upravených čerpadel do tří výtlačných řadů | 44 |
| Graf 20: Průběh zavírání kuželového uzávěru | 52 |
| Graf 21: Průběh tlaku v místě uzávěru při spouštění čerpadel | 54 |
| Graf 22: Průtok v místě uzávěru při spuštění čerpadel | 54 |
| Graf 23: Výpadek tří upravených čerpadel | 55 |

| | |
|---|----|
| Graf 24: Změna objemu plynu ve větrnicích při výpadku čerpadel..... | 56 |
| Graf 25: Výpadek jednoho upraveného čerpadla | 56 |
| Graf 26: Výpadek dvou upravených čerpadel..... | 57 |

12. Seznam použitých zkratek a symbolů

| veličina | jednotka | význam |
|-----------------|--------------|--|
| DN | [-] | jmenovitá světlost potrubí |
| g | $[m/s^2]$ | gravitační zrychlení |
| $H_{stat.}$ | [m] | statická výška čerpání |
| k | $[m^{-4}]$ | ztrátová konstanta |
| k_l | $[m^{-4}]$ | ztrátová konstanta délkových ztrát |
| k_m | $[m^{-4}]$ | ztrátová konstanta místních ztrát |
| K_v | $[m^3/hod]$ | průtokový součinitel uzávěru |
| K_{vmax} | $[m^3/hod]$ | maximální průtokový součinitel uzávěru |
| n | $[min^{-1}]$ | otáčky |
| n_n | $[min^{-1}]$ | jmenovité otáčky |
| P | [W] | výkon |
| p | [Pa] | tlak |
| p_1 | [Pa] | tlak na vstupu do čerpadla |
| p_2 | [Pa] | tlak na výstupu z čerpadla |
| p_3 | [Pa] | tlak na výstupu z čerpací stanice |
| $P_{\check{c}}$ | [W] | příkon čerpadla |
| P_n | [W] | příkon čerpadla při jmenovitých otáčkách |
| PN | [-] | jmenovitý tlak potrubí |
| P_{sv} | [W] | příkon na svorkách elektromotoru |
| p_v | [Pa] | tlak ve větrníku |
| Q | $[m^3/s]$ | průtok |
| q | $[m^3/MWh]$ | měrná spotřeba vody |
| Q_1 | $[m^3/s]$ | průtok v uzlu před větrníkem |
| Q_2 | $[m^3/s]$ | průtok v uzlu za větrníkem |
| $Q_{\check{c}}$ | $[m^3/s]$ | průtok čerpadlem |
| Q_n | $[m^3/s]$ | průtok při jmenovitých otáčkách |
| Q_v | $[m^3/s]$ | průtok do větrníku |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| S_1 | $[m^2]$ | průřez vstupního potrubí čerpadla |
| S_2 | $[m^2]$ | průřez výstupního potrubí čerpadla |
| v | $[m/s]$ | rychlost |
| V | $[m^3]$ | objem |

| | | |
|--------------------|--------|---|
| v_1 | [m/s] | rychlost ve vstupním profilu čerpadla |
| v_2 | [m/s] | rychlost ve výstupním profilu čerpadla |
| Y | [J/kg] | měrná energie |
| Y' | [J/kg] | měrná energie redukováná o ztráty čerpací stanice |
| $Y_{\epsilon 2}$ | [J/kg] | měrná energie z tlaku p_2 |
| $Y_{\epsilon 3}$ | [J/kg] | měrná energie z tlaku p_3 |
| Y_{id} | [J/kg] | měrná energie při čerpání ideálním potrubím |
| Y_n | [J/kg] | měrná energie při jmenovitých otáčkách |
| $Y_{z\check{C}S}$ | [J/kg] | ztrátová měrná energie čerpací stanice |
| Y_{zl} | [J/kg] | ztrátová měrná energie třením po délce |
| Y_{zm} | [J/kg] | místní ztrátová měrná energie |
| z | [-] | otevření uzávěru |
| η | [-] | účinnost |
| η_c | [-] | celková účinnost |
| $\eta_{\check{C}}$ | [-] | účinnost čerpadla |
| η_{mot} | [-] | účinnost elektromotoru |
| λ | [-] | koeficient tření |
| ξ_i | [-] | součinitel místní ztráty daného elementu |